

UNIVERSITE DU QUEBEC A TROIS-RIVIERES

MEMOIRE PRESENTE A

UNIVERSITE DU QUEBEC A TROIS-RIVIERES

COMME EXIGENCE PARTIELLE

DE LA MAITRISE EN SCIENCES DES PATES ET PAPIERS

PAR

REJEAN AUDET

DIRECTEUR : M. J-L. VALADE, Ph.D., ing.

CO-DIRECTEUR : M. L. MARCHILDON, M.Sc.A., ing.

SIMULATION D'UNE SECHERIE DE MACHINE A PAPIER

JUILLET 1992

Université du Québec à Trois-Rivières

Service de la bibliothèque

Avertissement

L'auteur de ce mémoire ou de cette thèse a autorisé l'Université du Québec à Trois-Rivières à diffuser, à des fins non lucratives, une copie de son mémoire ou de sa thèse.

Cette diffusion n'entraîne pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits de propriété intellectuelle, incluant le droit d'auteur, sur ce mémoire ou cette thèse. Notamment, la reproduction ou la publication de la totalité ou d'une partie importante de ce mémoire ou de cette thèse requiert son autorisation.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	i
RESUME	ii
LISTE DES FIGURES	iv
LISTE DES TABLEAUX	ix
1. INTRODUCTION	1
2. REVUE DE LA LITTERATURE	4
2.1. Recherche bibliographique	4
2.1.0.1. BADADUQ	4
2.1.0.2. Une recherche bibliographique sur la base de données PAPERCHEM	4
2.1.0.3. ABIPC	5
2.1.0.4. CRPP	5
2.2. Aspects généraux	6
2.3. Modélisations globales	9
2.4. Modélisation sectionnée	10
2.4.1. Modèle de Han (1970)	12
2.4.2. Modèle de Lehtikoski (1970)	13
2.4.3. Modèle de Powell et Strong (1974)	14
2.4.4. Modèle de Hartley et Richards (1974)	15
2.4.5. Modèle de Snow (1980)	16
2.4.6. Modèle de Hinds (1981)	17
2.4.7. Modèle de Kirk et Knight (1975)	18
2.4.8. Modèle de Lemaître (1982)	19

3. METHODOLOGIE	20
3.1. Théorie générale sur la modélisation d'une sécherie de machine à papier	22
3.1.1. Modélisation	22
3.1.1.1. Types d'applications en simulation	23
3.1.1.1.1. Statique (régime permanent)	24
3.1.1.1.2. Dynamique (régime transitoire)	24
3.1.1.1.3. Temps réel	24
3.1.1.1.4. Graphique	24
3.1.1.1.5. Physique	25
3.1.1.1.6. Numérique	25
3.1.1.2. Définition des caractéristiques du modèle global	26
3.1.1.3. Définition des caractéristiques du modèle cylindre par cylindre	27
3.1.2. Phases et cycles du séchage	29
3.1.2.1. Phases du séchage	29
3.1.2.1.1. Montée en température ("warming-up stage")	29
3.1.2.1.2. Evaporation à taux constant ("constant-rate stage")	30
3.1.2.1.3. Evaporation à taux décroissant ("falling-rate stage")	31
3.1.2.2. Cycles d'évaporation	31
3.1.2.2.1. Partie I	31
3.1.2.2.2. Partie II	32
3.1.2.2.3. Partie III	32
3.1.2.2.4. Partie IV	32
3.1.2.2.5. Simplification	33
3.1.2.2.6. Machines sans feutre	33
3.1.2.2.7. Côtés de la feuille exposée aux cylindres	33
3.1.3. Coefficient de transfert de chaleur	33
3.2. Description du modèle global	42
3.2.1. Schématisation globale	42
3.2.2. Taux d'évaporation	43
3.2.2.1. Bilan de masse	43
3.2.2.2. Courbes standard	45
3.2.3. Consommation de vapeur	46
3.3. Description du modèle cylindre par cylindre	49
3.3.1. Bilans thermique et massique	50
3.3.1.1. 1 ^{ière} partie du cycle : contact avec le cylindre	51
3.3.1.1.1. Bilan thermique	51
3.3.1.1.2. Bilan massique	53
3.3.1.2. 2 ^{ième} partie du cycle : parcours libre entre deux cylindres	54
3.3.1.2.1. Bilan thermique	54
3.3.1.2.2. Bilan massique	55

3.3.2.	Evaluation du coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier (h_{cp})	55
3.3.3.	Evaluation du coefficient de transfert de chaleur entre la feuille et l'air environnant (h_{pa})	56
3.3.4.	Taux d'évaporation sans feutre	57
3.3.5.	Pression de saturation de l'eau (p_{sat})	58
3.3.6.	Pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air (p_a)	60
3.3.7.	Taux d'évaporation avec feutre	61
3.3.7.1.	Evaluation du coefficient de transfert de masse du feutre à l'air (k_{fa})	62
3.3.7.2.	Evaluation du coefficient de transfert de masse du papier au feutre (k_{pf})	62
3.3.7.2.1.	Diffusivité (D_G)	63
3.3.7.2.2.	Diamètre de collision (r_{12})	63
3.3.7.2.3.	Intégrale de collision (I_D)	63
3.3.8.	Variation du taux d'évaporation (E) en fonction du taux d'humidité	64
3.3.9.	Programmation, LOTUS-123 vs Pascal	64
3.3.9.1.	Analyse qualitative des résultats	65
3.3.9.2.	Analyse de sensibilité	67
3.4.	Prise des mesures en industrie	68
3.4.1.	Bilan massique	68
3.4.1.1.	Symbolisation des variables	69
3.4.1.1.1.	Nomenclature	69
3.4.1.1.2.	Feuille	69
3.4.1.1.3.	Air	70
3.4.1.1.4.	Autres	70
3.4.1.2.	Evaluation des variables	70
3.4.2.	Bilan énergétique	72
3.4.2.1.	Symbolisation des variables	72
3.4.2.1.1.	Feuille	72
3.4.2.1.2.	Vapeur	72
3.4.2.1.3.	Air	72
3.4.2.1.4.	B T G	73
3.4.2.1.5.	Fuites	73
3.4.2.2.	Evaluation des variables	73
3.4.3.	Détermination de la prise des mesures	74
3.4.4.	Procédure détaillée des calculs	75
3.4.4.1.	Calcul des débits d'air sec dans les cheminées extérieures	76
3.4.4.2.	Calcul des débits d'air qui alimentent les brûleurs ($*_{t1}, *_{t2}$)	76
3.4.4.3.	Calcul des débits d'eau des cheminées intérieure No 1,2 et 3	76
3.4.4.4.	Calcul du débit d'eau de la cheminée intérieure No 4	77
3.4.4.5.	Masse totale d'air et d'eau évacuée de la hotte No 1 ($*_{s1}$)	77
3.4.4.6.	Masse totale d'air et d'eau évacuée de la hotte No 2 ($*_{s2}$)	78
3.4.4.7.	Calcul du mélange des masses d'air qui alimentent les brûleurs	78

3.4.4.8.	Consommation de gaz dans les brûleurs et détermination de \star_{c1}	80
3.4.4.9.	Masses d'air qui alimentent les P.V. des hottes ($\star_{pvh 1 \text{ et } 2}$)	82
3.4.4.10.	Masse d'air d'infiltration dans la hotte No 1 (\star_{i1})	82
3.4.4.11.	Masse d'air d'infiltration dans la hotte No 2. (\star_{i2})	83
3.4.4.12.	Quantité d'eau dans la feuille à l'entrée de la hotte No 1. (ME_{f1})	83
3.4.4.13.	Quantité d'eau dans la feuille à la sortie de la hotte No 1. (ME_{f2})	84
3.4.4.14.	Quantité d'eau dans la feuille à la sortie de la 2 ^{em} hotte (ME_{f4})	84
3.4.4.15.	Quantité d'eau dans la feuille à l'entrée de la deuxième hotte (ME_{f3})	85
3.4.4.16.	Quantité d'eau ajoutée par le BTG ($ME_{a_{btg}}$)	85
3.4.4.17.	Energie contenue dans l'air pour toute la sécherie	86
3.4.4.17.1.	Sortie totale de la hotte No 1	86
3.4.4.17.2.	Sortie totale de la hotte No 2	86
3.4.4.17.3.	Alimentation d'air des P.V. de la hotte No 1	86
3.4.4.17.4.	Alimentation d'air des P.V. de la hotte No 2	86
3.4.4.17.5.	Air de recirculation qui alimente le brûleur No 1	86
3.4.4.17.6.	Air de recirculation qui alimente le brûleur No 2	87
3.4.4.17.7.	Air d'infiltration dans la hotte No 1	87
3.4.4.17.8.	Air d'infiltration dans la hotte No 2	87
3.4.4.18.	Energie introduite par les pertes de vapeur dans les hottes	87
3.4.4.19.	Energie contenue dans la feuille de papier	87
3.4.4.19.1.	A l'entrée de la première hotte	87
3.4.4.19.2.	A la sortie de la première hotte	88
3.4.4.19.3.	A l'entrée de la deuxième hotte	88
3.4.4.19.4.	A la sortie de la deuxième hotte	88
3.4.4.20.	Balance énergétique autour de chaque hotte	88
3.4.4.20.1.	Energie nécessaire pour évaporer l'eau de la feuille dans la première hotte	88

3.4.4.20.2.	Energie nécessaire pour évaporer l'eau de la feuille dans la deuxième hotte	89
3.4.4.20.3.	Consommation de vapeur	89
4.	A N A L Y S E D E S R É S U L T A T S	90
4.1.	Résultats d'industrie	90
4.1.1.	Résumé des résultats	90
4.1.2.	Précision des mesures	91
4.1.3.	Augmentation de production	92
4.1.4.	Efficacité du séchage	92
4.1.5.	Consommation de vapeur	92
4.1.6.	Taux d'évaporation	93
4.1.7.	Résumé	94
4.2.	Résultats du programme de simulation global	94
4.2.1.	Test sur machine à carton sans feutre	95
4.2.1.1.	Consommation de vapeur	95
4.2.1.2.	Taux d'évaporation	96
4.2.1.3.	Résultats pour chaque section	97
4.2.1.4.	Comparaison avec les courbes TAPPI	97
4.2.2.	Test sur machine à carton avec feutres	99
4.2.3.	Test sur machine à papier journal	100
4.2.4.	Résumé	100
4.3.	Résultats du programme de simulation cylindre par cylindre	101
4.3.1.	Résultats quantitatifs	102
4.3.1.1.	Paramètres à définir pour exécuter le programme	102
4.3.1.1.1.	Température et humidité de la feuille à l'entrée de la sécherie	103
4.3.1.1.2.	Paramètres de production	103
4.3.1.1.3.	Température de l'air et pression partielle	103
4.3.1.1.4.	Température de surface de cylindre	104
4.3.1.1.5.	Coefficient de transfert de chaleur du cylindre au papier (h_{cp})	105
4.3.1.1.6.	Coefficient de transfert de chaleur du papier à l'air (h_{pa})	105
4.3.1.1.7.	Transfert de masse au travers du feutre (k_{pf})	106
4.3.1.2.	Paramètres ou résultats calculés par le modèle	106
4.3.1.2.1.	Température à la fin de la sécherie	107

4.3.1.2.2.	Humidité à la sortie de la sécherie	107
4.3.1.2.3.	Température de la feuille dans la zone d'évaporation à taux constant	107
4.3.1.3.	Résumé	108
4.3.2.	Résultats qualitatifs	109
4.3.2.1.	Phases du séchage	109
4.3.2.2.	Evaporation	110
4.3.2.3.	Transfert de chaleur	111
4.3.2.3.1.	Transfert de chaleur autour du cylindre	111
4.3.2.3.2.	Transfert de chaleur autour du parcours libre	112
4.3.2.4.	Courbes de température et d'humidité autour des cylindres	113
4.3.2.5.	Résumé	113
4.3.3.	Analyse de sensibilité	114
5.	CONCLUSION	116
	FIGURES	119
	TABLEAUX	164
	BIBLIOGRAPHIE	167
	LITTERATURE CONSULTÉE	168

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier principalement mon directeur de maîtrise M. Jacques-L. Valade et mon co-directeur M. Lorenzo Marchildon qui m'ont aidé et encouragé tout au long de ce travail tant par leurs conseils pertinents et que de leur amitié. J'aimerais également remercier les gens dans l'industrie des pâtes et papiers qui m'ont fourni l'opportunité et l'équipement nécessaire aux expérimentations. Je pense principalement à Messieurs Tessier, DeCarufel et Ratnani de Gaz Métropolitain Inc., M. Jack Denisson de Technologies Premiair, M. Serge Tremblay de Cascades (Jonquière), et M. Gooveart de Soloronics. Finalement j'aimerais remercier toutes les personnes du Centre de Recherche en Pâtes et Papiers qui ont participé de près ou de loin à cette étude.

RÉSUMÉ

Ce travail de recherche porte principalement sur la modélisation et la simulation d'une sécherie de machine à papier. Dans un premier temps, nous définissons un modèle global qui fournit des réponses moyennes de l'opération de la sécherie et permet de les comparer aux courbes de séchage de TAPPI. La sécherie est traitée comme une boîte noire et les réponses sont générées à l'aide des bilans massique et énergétique globaux normalement utilisés par l'industrie pour calculer le taux d'évaporation et le dimensionnement des sécheries.

Dans un deuxième temps, un modèle sectionné basé sur les travaux de Knight et Kirk est défini pour représenter de façon précise le comportement de la feuille tout au long de son parcours dans la sécherie. C'est un modèle unidimensionnel qui ne possède qu'une variable indépendante, le temps. Les coefficients de masse et de transfert sont obtenus à partir de l'analogie de Colburn et servent à calculer le taux d'évaporation. Les calculs sont effectués sur une série de 50 petits éléments par cylindre et de 50 éléments supplémentaires par section dans le sens machine.

Durant le cycle en contact avec le cylindre, le taux d'évaporation est modifié en fonction de l'habillage. Dans le parcours libre, l'évaporation est assumée égale sur les deux faces de la feuille et le coefficient de transfert avec l'air est fonction de la vitesse et de la température de l'air de ventilation.

Les réponses générées par ces deux modèles sont comparées à des tests effectués en industrie sur une machine à carton.

Les résultats générés par le premier modèle diffèrent de 1,5% par rapport à la masse totale des débits mesurés de vapeur et de condensat. Le taux d'évaporation calculé par le modèle, avec un habillage complet, diffère de +13,6% avec les tests sur la machine à carton qui avait seulement 50% de son habillage. La comparaison de ce résultat avec les courbes de TAPPI, dont la différence avec et

sans feutre est de 25%, indique que le modèle simule bien le comportement de la sécherie.

De façon générale le programme de simulation donne de très bons résultats et les valeurs simulées, par rapport aux valeurs réelles, diffèrent d'environ 2%.

L'étude du modèle de simulation sectionné est plus complexe et le nombre de paramètres est plus grand. Pour des raisons de simplification nous avons ajusté un seul paramètre, le coefficient de transfert de chaleur du cylindre au papier (hcp). Les autres sont fixés soit à des valeurs expérimentales ou à des valeurs généralement admises dans l'industrie des pâtes et papiers. Avec une valeur de 132 W/m²oC, on obtient un comportement acceptable de la sécherie. La température de la feuille en fin de sécherie est de 90oC, identique à la valeur expérimentale. L'humidité finale avec la simulation est obtenue à 5 rouleaux de la fin de la sécherie soit une différence de 7%.

Une analyse de sensibilité fut faite sur le coefficient de transfert de chaleur "hcp". La valeur générée par le modèle sectionné a été variée de -20 à + 20% pour connaître son influence dans les trois sections de la sécherie qui correspondent aux phases du séchage. Dans la phase de montée en température le "hcp" n'a aucune influence sur l'humidité et très peu sur la température de la feuille. Dans la phase à taux de séchage constant, il n'a pas d'influence sur la température et il a une influence croissante sur l'humidité. Dans le taux de séchage décroissant une diminution de 20% de sa valeur affecte peu la température mais augmente significativement l'humidité, tandis qu'une augmentation de 20% influence inversement l'humidité et augmente la température d'une façon importante. Une diminution de ce facteur permettrait d'obtenir la siccité désirée en fin de sécherie. Le modèle proposé simule adéquatement l'état de la sécherie en variant les paramètres de l'étude.

LISTE DES FIGURES

Figure 1	Phases du séchage	119
Figure 2	Cycles de séchage reliés aux cylindres	119
Figure 3	Parties de deux cycles du séchage	120
Figure 4	Cycles forts et faibles reliés aux 2 côtés de la feuille.	120
Figure 5	Série de résistances thermiques autour d'un cylindre sècheur.	121
Figure 6	Surface du cylindre.	122
Figure 7	Surface du papier	122
Figure 8	Représentation globale du bilan massique et thermique d'une sécherie multi-cylindres.	122
Figure 9	Courbes standard du taux d'évaporation TAPPI.	123
Figure 10	Elément du modèle pour établir les bilans massique et thermique.	124
Figure 11	Définition de l'intervalle de temps appliqué aux calculs des bilans.	124
Figure 12	Relation entre le h_{cp} et le contenu d'humidité dans la feuille de papier.	125
Figure 13	Comparaison des valeurs de pressions de saturation (P_{sat}) réelles avec les résultats obtenus par la méthode de calcul de Riedel (212)	126
Figure 14	Relation entre l'humidité absolue et la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air.	127
Figure 15	Bilan de masse autour de la machine à carton.	128
Figure 16	Bilan d'énergie autour de la machine à carton.	129
Figure 17	Instruments utilisés pour les mesures en industrie.	130

Figure 18	Boîte de mélange de l'air d'alimentation du brûleur.	130
Figure 19	Chambre de combustion et du brûleur.	131
Figure 20	Menu du programme de simulation globale du 1 ^{ier} test.	131
Figure 21	Résultats obtenus pour le 1 ^{ier} test.	132
Figure 22	Résultats comparatifs des courbes TAPPI et des résultats du 1 ^{ier} test.	133
Figure 23	Suite de la figure 22.	133
Figure 24	Menu du programme de simulation globale du 2 ^{ième} test.	134
Figure 25	Résultats obtenus pour le 2 ^{ième} test.	135
Figure 26	Résultats comparatifs des courbes TAPPI et des résultats du 2 ^{ième} test.	136
Figure 27	Menu du programme de simulation globale du 3 ^{ième} test.	136
Figure 28	Résultats obtenus pour le 3 ^{ième} test.	137
Figure 29	Résultats comparatifs des courbes TAPPI et des résultats du 3 ^{ième} test.	138
Figure 30	Résultats de simulation obtenus par Kirk (119), humidité et température de la feuille et des cylindres en fonction du numéro des cylindres.	138
Figure 31	Pourcentage d'évaporation sur le cylindre et dans le parcours libre en fonction du numéro du cylindre.	139
Figure 32	Pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air (p_a) en fonction du numéro des cylindres	139
Figure 33	Résultats de simulation obtenus par Kirk (119), humidité et température de la feuille et du cylindre en fonction de la position du parcours de la feuille. (La première partie représente le contact de la feuille sur le cylindre, et la deuxième partie représente le parcours libre)	140
Figure 34	Variation de certains paramètres (humidité et température de la feuille et de surface de cylindre) en fonction de la position de la feuille pour un cylindre, pour différents grammages.	141

Figure 35	Variation de certains paramètres (humidité et température de la feuille et de surface de cylindre) en fonction de la position de la feuille pour un cylindre, pour différentes vitesses.	142
Figure 36	Variations du pourcentage d'évaporation pour le 10 ^{ième} cylindre et du contenu d'humidité pour le 45 ^{ième} cylindre en fonction de trois paramètres: la porosité du feutre, la longueur du parcours libre, et la longueur de l'enveloppement de la feuille sur le cylindre.	143
Figure 37	Température de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).	144
Figure 38	Température de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (2 valeurs par cylindre).	144
Figure 39	Température moyenne de la feuille pour chaque section correspondant à un cylindre le long de son parcours dans la sécherie.	145
Figure 40	Humidité (base sèche) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).	145
Figure 41	Humidité (base sèche) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (2 valeurs par cylindre).	146
Figure 42	Humidité (base humide) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).	146
Figure 43	Taux d'évaporation moyen (g eau/m ² s) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction de l'humidité à la fin de chaque cycle correspondant à chaque cylindre.	147
Figure 44	Taux d'évaporation moyen (g eau/m ² s) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.	147
Figure 45	Taux d'évaporation moyen (g eau/m ² s) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.	148
Figure 46	Taux d'évaporation moyen (g eau/m ² s) pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.	148
Figure 47	Evaporation totale (g eau/m ²) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.	149
Figure 48	Evaporation totale en pourcentage %(g eau/m ²) par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.	149

Figure 49	Evaporation totale (cylindre et parcours libre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.	150
Figure 50	Evaporation (g eau/m^2) pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.	150
Figure 51	Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau/m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.	151
Figure 52	Evaporation (parcours libre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.	151
Figure 53	Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau})$ par rapport à toute la sécherie pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.	152
Figure 54	Evaporation (g eau/m^2) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.	152
Figure 55	Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau/m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.	153
Figure 56	Evaporation (cylindre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.	153
Figure 57	Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau})$ par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.	154
Figure 58	Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise du cylindre au papier pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.	154
Figure 59	Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise de l'air au papier par convection (soit directement au papier, ou au travers du feutre) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.	155
Figure 60	Chaleur totale moyenne (J/m^2) perdue par évaporation pour chaque contact de cylindre en fonction du no du cylindre.	155
Figure 61	Chaleur totale moyenne (J/m^2) libérée par l'évaporation dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.	156
Figure 62	Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise du papier à l'air dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.	156

Figure 63	Total des pertes de chaleur moyenne (J/m^2) dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.	157
Figure 64	Chaleur totale moyenne nette (J/m^2) qui reste dans la feuille à la fin de chaque cycle (fin du parcours libre) en fonction du no du cylindre.	157
Figure 65	Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(J/m^2)$ qui reste dans la feuille par rapport à toute la sécherie en fonction du no du cylindre.	158
Figure 66	Chaleur totale moyenne nette transmise au papier (J/m^2) au contact du cylindre en fonction du no du cylindre.	158
Figure 67	Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(J/m^2)$ nette transmise au papier au contact du cylindre en fonction du no du cylindre.	159
Figure 68	Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(J/m^2)$ nette perdue dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.	159
Figure 69	Température de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 5.	160
Figure 70	Température de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 30.	160
Figure 71	Humidité de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 30.	161
Figure 72	Température de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 60.	161
Figure 73	Humidité de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 60.	162
Figure 74	Analyse de sensibilité du coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier (h_{cp}) en relation avec la température moyenne de la feuille.	163
Figure 75	Analyse de sensibilité du coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier (h_{cp}) en relation avec l'humidité de la feuille.	163

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1	Courbes standards TAPPI	164
Tableau 2	Relation entre la vitesse de la machine et la vapeur de balayage (blow-through)	164
Tableau 3	Intégrale de collision I_0 en fonction de kT/ϵ_{12}	165
Tableau 4	Résultats des mesures en industrie	166

1. INTRODUCTION

Le séchage est un procédé si vieux et si commun que plusieurs personnes sont surprises de savoir qu'il existe un symposium international et un périodique sur le sujet. Il ne faut pas chercher bien loin pour trouver des produits commerciaux qui nécessitent du séchage : les produits alimentaires, les vêtements, le bois, les produits chimiques et minéraux, ainsi que tous les produits papetiers.

Ces derniers existent sous plusieurs formes et possèdent des caractéristiques particulières de séchage. Les premiers papetiers exposaient la feuille humide au soleil qui fournissait l'énergie pour évaporer l'eau, et le vent fournissait la ventilation adéquate pour enlever la vapeur. Pour pallier aux mauvaises conditions climatiques, on décida d'effectuer le séchage à l'intérieur par suspension de la feuille. L'air fournissait l'énergie nécessaire à l'évaporation et agissait comme convoyeur à l'humidité. Depuis cette époque, la technologie a grandement évolué. Cependant les phénomènes fondamentaux du séchage demeurent les mêmes et sont de mieux en mieux connus.

De nos jours, sur les machines à papier (carton, etc.), la capacité de production est de plus en plus limitée par la sécherie qui ne suffit plus à la demande accrue par la modernisation des autres sections. Il devient donc

important d'optimiser cette partie de la machine au maximum. Plusieurs moyens peuvent être utilisés, dont la ventilation des poches, l'ajustement de l'habillage, l'amélioration du transfert de chaleur dans les cylindres, et l'ajout de sources calorifiques telles des émetteurs infrarouges. Il est alors intéressant de pouvoir simuler l'impact de telles modifications et de prévoir les améliorations par l'implantation de ces nouvelles technologies.

Dans le cadre plus spécifique de l'étude d'utilisation d'unités de séchage infrarouge dans la sécherie, nous devons préalablement être en mesure de modéliser une sécherie conventionnelle à la vapeur, ce qui est le but de ce travail.

Plusieurs auteurs ont écrit sur le sujet et défini différents modèles. Il semble y avoir deux grandes lignes de conduite: une approche globale qui tient compte des paramètres généraux de la machine et qui caractérise des valeurs moyennes, et une approche sectionnée qui définit plus précisément les phénomènes dans les différentes phases du séchage.

Les deux approches sont valables et utiles dans notre cas. Nous utiliserons l'approche globale pour caractériser une sécherie dans un premier temps et déterminer certaines valeurs (paramètres) de séchage utiles pour l'approche sectionnée. Ensuite nous devrons définir un modèle selon cette approche car il est important de connaître la température et l'humidité en tout point de la sécherie pour simuler l'impact de l'implantation d'une unité de séchage infrarouge à un endroit déterminé de la sécherie.

Une fois les modèles définis, nous les implanterons sur un support informatique. Dans le cas de l'approche de modélisation globale, la programmation sera exécutée en langage PASCAL et la présentation sera du type "friendly user" adaptée pour l'utilisation papetière en général. L'approche de modélisation sectionnée sera développée sur le logiciel LOTUS 1-2-3 étant donné la complexité des équations et surtout pour l'ajustement des paramètres. Il sera possible d'intégrer ultérieurement les deux logiciels avec un modèle représentant des radiants infrarouges.

2. REVUE DE LA LITTERATURE

2.1. Recherche bibliographique

La recherche bibliographique a été effectuée à partir de quatre sources.

2.1.0.1. BADADUQ, qui est une source bibliographique informatisée de l'Université du Québec regroupant toutes les références du réseau universitaire québécois. Cette source ne couvre toutefois que les publications sous forme de livres ou de titres de périodiques. Cette banque est limitée à ce que le réseau possède sur le sujet.

2.1.0.2. Une recherche dans la base de données PAPERCHEM, qui est une source informatisée regroupant des articles de périodiques dans le domaine des pâtes et papiers ainsi que plusieurs aspects du génie chimique qui se compose d'environ 15,000 titres de périodiques

Deux recherches ont été faites à partir de cette banque. La première porte davantage sur les radiants infrarouges et sur les aspects économiques du séchage du papier, et couvre les années 1967 jusqu'au 11 décembre 1987, comportant 192 articles. La

deuxième est orientée sur les théories de modélisation des sécheresses de machines à papier et couvre les années 1967 jusqu'au 22 novembre 1988, comportant 132 articles. De ces deux recherches nous avons retenu 83 articles.

2.1.0.3. ABIPC ("Abstract Bulletin Institute of Paper Chemistry"), cette base de données est accessible sous forme de reliures annuelles regroupant des séries de résumés ("abstracts") dans le domaine du génie chimique et des pâtes et papiers. Cette base de données regroupe les principaux périodiques mondiaux traitant sur le sujet. La base de données PAPERCHEM utilise entre autres cette base de données. Cependant la recherche manuelle faite sur cette base nous permet de trouver des articles plus récents (jusqu'en mai 1989) et aussi certains sujets qui ne sont pas couverts par la recherche informatisée. Nous avons retenu 40 articles de cette base de données.

2.1.0.4. CRPP, références et documents internes du Centre de Recherche en Pâtes et Papiers (CRPP) de l'UQTR, qui comprend entre autres des rapports sur différents modèles mathématiques et sur le rayonnement infrarouge.

En tout, plus de 500 résumés ("abstracts") ont été examinés et environ 200 ont été conservés comme étant une source pertinente sur le sujet. Nous avons monté une base de données interne sur ce sujet à l'aide du logiciel RÉFLEX; de cette liste bibliographique environ 40 références ont servi pour

ce travail.

Les articles étudiés portent sur divers aspects du séchage, certains traitent davantage d'économie ou de productivité, et d'autres sur des aspects plus fondamentaux de modélisation. La revue de littérature sera donc séparée en trois parties principales, une revue générale, et deux parties qui regroupent les approches globale et sectionnée.

2.2. Aspects généraux

Le séchage est un couplage successif de transfert de chaleur et d'un processus de flux d'humidité à multiples phases. Le flux d'humidité se produit de l'intérieur du produit vers la surface, tant que la chaleur est transférée de la surface vers l'intérieur du produit.

La modélisation mathématique est maintenant souvent utilisée dans le séchage pour représenter le flux d'humidité dans le produit et comprendre davantage le phénomène; ce qui pourrait conduire à une nouvelle approche du séchage. Elle représente également la relation entrée-sortie du système de séchage afin de minimiser les coûts et maintenir le taux de production tout en respectant les normes sur l'environnement.

Les modèles sont souvent développés à partir d'équations constitutives. Elles peuvent être mécanistes ou logico-phénoménales. Les équations mécanistes sont basées sur les relations associées avec le mécanisme de

transfert, tel le flux et le mouvement moléculaire, capillarité etc. Les équations logico-phénoménales représentent ce qui se passe, sans nécessairement être rattachées au mécanisme fondamental de transfert. Elles représentent le même comportement que celui du produit (en pratique) mais sans nécessairement être associées à une base théorique. Même si l'équation sur laquelle le modèle est basé est théorique, le modèle peut comporter des variables empiriques.

A date, la majorité des équations sont empiriques (1). Ces équations doivent posséder une solution analytique, comme des séries logarithmiques, ou exponentielles; ou une solution numérique (maintenant populaire puisque la micro-informatique est devenue très accessible). Les modèles ou les équations peuvent être très complexes, nécessitant dans plusieurs cas la simplification et l'utilisation d'hypothèses. Il y a toujours un compromis à faire entre la simplicité et la fidélité du modèle. L'ordinateur peut manier des équations complexes auparavant difficiles à résoudre par des moyens analytiques, ce qui incite aujourd'hui à développer des modèles fidèles au détriment de la simplification.

L'approche générale consiste à écrire des équations représentant l'approche théorique, exécuter des expériences, modifier les équations en ajustant les exposants et les constantes pour arriver à un modèle qui se conforme aux conditions et aux éventualités. Les modèles représentent habituellement des procédés ou des produits bien spécifiques. Le but ultime est de parvenir à développer un modèle précis et général tenant compte de plusieurs produits et variations dans le procédé, tout en le simplifiant le

plus possibles. Un modèle fidèle contribuera à développer des équipements mieux conçus, à utiliser l'énergie plus efficacement, et améliorer la qualité et la productivité.

Pour parvenir à développer un modèle de sécherie le plus général possible il faudra tenir compte d'une foule de paramètres (souvent variables) et des implications de chacun. Plusieurs auteurs ont traité de points particuliers en ce sens.

- Des taux d'évaporation ont été définis par TAPPI (2) en fonction de différents types de papier et de pression moyenne de vapeur. Dans une approche de modélisation globale ces courbes sont très fiables. Par contre, dans une approche de modélisation sectionnée, où le taux d'évaporation est considéré pour chaque cylindre, elles ne sont plus valables.
- Le fabricant "The Johnson Corporation" a fait beaucoup d'études en industrie sur différents équipements optionnels tels: les siphons, les barres de turbulence ("spoiler-bar"), les joints, la vapeur sursaturée, etc.
- L'habillage fait partie de plusieurs études. Il existe une foule de paramètres qui peuvent influencer le taux de séchage : la tension, la perméabilité, la position, l'angle d'enveloppement, etc.
- L'utilisation de vapeur sursaturée et de nombreux paramètres concernant

les circuits de vapeur, de recompression et d'économie.

- Les systèmes de ventilation de sécherie et de taux de recirculation d'air.
- Les différents types de pâte utilisés dans le papier et leurs effets sur le taux de séchage ou la résistance thermique de la feuille de papier.
- Des études économiques sur les investissements et les économies.

Toutes ces études sont souvent très spécifiques et il est difficile de les relier en un seul modèle, nous discuterons de cette problématique dans le prochain chapitre.

Nous ne pouvons nous attendre à une percée majeure dans la théorie du séchage jusqu'à ce que de nouvelles approches représentant le séchage soient développées. A l'aide des nouveaux appareils tels le microscope électronique et les super-ordinateurs, de nouvelles approches seront basées sur des relations moléculaires et cellulaires.

2.3. Modélisations globales

Cette approche vise à représenter la sécherie comme une grande boîte uniforme où nous considérons seulement les caractéristiques d'entrée et de

sortie de la feuille de papier. Cette approche possède beaucoup d'avantages. Premièrement sa simplicité, qui rend la programmation très facile. Deuxièmement, il est possible de tenir compte globalement de plusieurs facteurs tels le type d'habillage, la ventilation, etc. Et dernièrement, puisque ces données proviennent de moyennes relevées dans l'industrie, il est possible de faire des comparaisons avec les standards pour déceler des anomalies et ajuster certains paramètres qui tiennent compte des différences. Le modèle de Richard D. et de Abbott (3) en est un exemple.

Le but de leur recherche était de développer un outil de calcul pour évaluer les méthodes alternatives pour améliorer l'utilisation de l'énergie dans la sécherie. Le principe est de considérer les différents bilans de masse et de chaleur globaux qui entourent la sécherie, jusqu'à l'air de recirculation, la recompression de vapeur et la recirculation. Ils ont utilisé le logiciel de simulation GEMS.

2.4. Modélisation sectionnée

Cette approche est beaucoup plus mécaniste et utilise différentes variables en fonction des auteurs et des buts visés. Notre but est de simuler une sécherie standard le plus simplement possible, mais il faut arriver à définir le mieux possible l'humidité et la température de la feuille (de façon moyenne sur une longueur de quelques pouces) soit à la sortie d'un cylindre ou après une section de parcours libre, si nous voulons simuler les effets d'une implantation d'unités infrarouges à l'un de ces

endroits. Cette unité possédera son propre modèle qui fournira les mêmes paramètres à sa sortie de façon à pouvoir continuer les calculs avec une nouvelle section de rouleaux et ainsi de suite dans l'agencement désiré. Il ne faut pas oublier que plusieurs facteurs sont inconnus ou inaccessibles, surtout en ce qui à trait à la qualité des échanges thermiques dans le cylindre: épaisseur du film d'air, du condensat et de la saleté, les qualités de l'air environnant, les transferts de masse et leurs vitesses. Souvent nous n'avons accès qu'à une seule valeur qui est le coefficient de transfert global de chaleur "h", et par surcroît, pour l'ensemble de la sécherie.

Nous devons faire un choix qui minimise l'utilisation de trop de ces termes, car ils risquent d'engendrer de trop grandes erreurs d'approximation. Nous pouvons regrouper les différents modèles étudiés en trois catégories.

Premièrement, des modèles ayant comme variables indépendantes le temps et la distance transversale, tels les travaux de Dreshfield et Han en 1965-70 (4,5), Lehtikoski en 1970 (6), Powell et Strong (7) et Hartley et Richards (8) 1974, et enfin Snow en 1980 (9). Deuxièmement, un modèle ayant comme variables indépendantes le temps et le grammage, Hinds en 1981 (10). Et enfin, deux modèles ayant comme variables indépendantes le temps (ou distance parcourue dans la direction machine), le modèle de Lemaître (11) et le modèle de Kirk et Knight (12). Ces deux modèles sont relativement simples et supposent qu'il n'y a pas de gradient de température dans le sens transversal de la feuille.

2.4.1. Modèle de Han (1970)

Il ne considère pas les variations dans le sens travers de la machine. Ensuite, il établit un bilan de masse macroscopique en terme de moyennes de variables microscopiques, considérant un élément volumétrique infinitésimal se déplaçant dans la direction sens marche à la vitesse de la machine.

La variation (diminution) de l'humidité pour une unité de temps est la somme des flux d'eau et de vapeur respectivement qui se déplacent dans la direction transversale au travers de la surface de l'élément considéré par unité de temps sur la variation transversale.

A partir de ce bilan de matière, un bilan d'énergie est fait en considérant l'enthalpie des différentes matières et en ajoutant le flux de chaleur qui provient de la source de chaleur (soit le cylindre au début, soit l'élément précédent). Ce flux de chaleur peut être représenté selon la conductivité et un gradient de température.

En fonction des différentes périodes de séchage (montée en température, taux constant, taux décroissant) les variations de température et de porosité par rapport au temps et au déplacement transversal se comporteront de façons différentes: constantes, nulles ou fonction du temps et/ou du déplacement transversal. D'autres comportements caractérisent également le parcours libre. Chaque cas influence l'équation du bilan d'énergie, et constitue une analyse de calcul distincte avec les équations de couplage.

Dans ce modèle, outre les variables d'enthalpie, de porosité, de conductivité, de densité et de chaleur spécifique, il demeure deux grandes inconnues: le gradient de température (dans le temps et dans le sens transversal), ainsi que les variations massiques (humidité).

Nous pouvons facilement résoudre ces équations en programmation numérique par différences d'éléments finis, cependant il faut connaître la variation de température ou d'humidité, et le problème demeure complexe, car il est en deux dimensions. Pour utiliser ce modèle, il faudrait de plus, établir les conditions limites pour passer d'une période de séchage à une autre.

2.4.2. Modèle de Lehtikoski (1970)

Ce dernier est très semblable à celui de Han, il est bi-dimensionnel (sens marche, et sens transversal). Les variations dans le sens travers étant considérées comme négligeables, ou uniformes. Il considère cependant les différentes couches thermiques, film de condensat, cylindre, le papier et le feutre; et ce pour quatre phases à chaque cylindre (premier contact de la feuille sur le cylindre, entre le cylindre et le feutre, après le dégagement du feutre, et le parcours libre). Les coefficients de contact avec le papier doivent être donnés et tenir compte des différentes phases du séchage. Les valeurs intermédiaires sont établies par interpolation linéaire.

Ce modèle semble mieux adapté aux caractéristiques industrielles que

celui de Han, mais pour la même raison, la considération transversale, nous ne le retenons pas.

2.4.3. Modèle de Powell et Strong (1974)

Le modèle de Powell et Strong utilise des groupes de variables adimensionnelles (sans dimension) afin de réduire le nombre de variables dimensionnelles dans le système qui rendent l'utilisation moins complexe. Et ce, comme le modèle de Han, à partir d'équations différentielles partielles, mais il définit la variation de température en fonction du temps et de la distance transversale comme étant une équation de diffusion de chaleur à une dimension, couplée à deux équations qui dépendent des conditions d'échange des deux faces de la feuille.

Les auteurs signalent qu'il faut ajouter des termes dans les équations de couplage si nous voulons tenir compte de l'évaporation sur les côtés de la feuille sans toutefois les décrire.

En ce qui concerne le parcours libre, ils concluent que le transfert de chaleur par convection est d'importance secondaire en comparaison avec le transfert de masse, et peut quand même être déterminé de la façon précédente. La variation d'humidité est, tant qu'à elle, déterminée de façon semi-empirique puisqu'à ce moment aucune équation différentielle partielle n'était acceptée universellement pour définir le transfert de chaleur.

Les auteurs fournissent plusieurs valeurs en ce qui concerne leurs

variables adimensionnelles en fonction des différentes phases de séchage ou des conditions d'opération. Ils comparent leurs résultats de variations d'humidité avec certaines valeurs expérimentales mais ne fournissent aucun résultat de profils de température.

Ce modèle ne semble pas intéressant, d'une part parce qu'il paraît difficile de tenir compte de l'évaporation lors du contact avec le cylindre, et d'autre part parce qu'il est superflu de calculer la variation de température dans le sens transversal.

2.4.4. Modèle de Hartley et Richards (1974)

Leur modèle est basé sur un mécanisme de diffusion avec des paramètres déterminés expérimentalement de façon à éliminer les complications inhérentes aux modèles basés sur la capillarité. Ils considèrent le papier comme étant un matelas fibreux constitué d'une fraction volumétrique de vide, possédant à son tour une fraction remplie d'eau et une autre de vapeur d'eau et d'air. Ils ont choisi de prendre un coefficient de diffusion qui est inversement proportionnel à la viscosité de l'eau, cette valeur étant bien connue et fonction de la température.

Les transferts se font selon trois phases simultanément: solide, liquide et gazeuse. Dans la phase solide, le transfert de masse est éliminé puisqu'il est redondant et dans tous les autres cas, une équation différentielle partielle en fonction du temps et de la position transversale est décrite. Ces équations sont couplées à d'autres équations décrivant le

lien entre la feuille et l'environnement extérieur, soit avec la surface chaude du cylindre ou dans le parcours libre. Les auteurs ne font toutefois pas mention des conditions d'habillage qui doivent être prises en considération dans ces équations.

On solutionne ces équations par la technique de différences d'éléments finis en divisant la feuille en une série de petites lisières (sens travers sur toute la largeur). Aucune suggestion n'est faite en ce qui concerne la surface d'intégration et l'erreur résultante. Pour des raisons similaires aux modèles précédents ce modèle n'est pas retenu.

2.4.5. Modèle de Snow (1980)

L'approche de Snow ressemble beaucoup aux approches de Richards et Han en considérant le transfert de masse et de chaleur pour les phases liquide et de vapeur dans les sens transversal et machine. Cependant le transfert de masse est basé sur un principe de diffusion capillaire. Ces équations sont également couplées à des équations définissant les liens avec les zones frontières de chaque côté de la feuille pour les deux cycles principaux du séchage, en contact avec le cylindre et dans le parcours libre. Comme Richards, il ne tient pas compte de l'effet (ou présence) de feutre.

Ce modèle est l'un des derniers modèles que nous avons étudié qui peuvent être regroupés selon la première catégorie de modèle décrit. Ils ont comme variables indépendantes le temps (le déplacement sens marche) et la position transversale (soit seulement pour le papier ou pour une série de

matériaux). Ces modèles sont en général très complexes et nous croyons que le fait de tenir compte des gradients transversaux est superflu en ce qui concerne notre objectif.

2.4.6. Modèle de Hinds (1981)

Le modèle de Hinds est presque semblable aux modèles de la première catégorie et plus particulièrement à celui de Han. Cependant il décrit la position transversale de l'élément en terme de poids de base, ce qui simplifie la dérivation de la balance de masse et de chaleur, et évite de tenir compte du mouvement de la phase solide en fonction des variations de température et d'humidité.

Les variables indépendantes deviennent donc le temps (déplacement sens machine) et le poids de base (grammage). Pour des raisons similaires à celles de la première catégorie, ce modèle n'est pas retenu. Cependant, les travaux de Hinds semblent donner des informations intéressantes pour évaluer les coefficients de transferts de chaleur et de masse de la feuille en fonction de l'humidité de la feuille. Egalement, pour les valeurs de pressions partielles de la vapeur d'eau dans l'air environnant dans la poche.

La dernière catégorie de modèles étudiés considère la feuille de papier comme uniforme dans le sens transversal, i.e. qu'il n'y a pas de gradient de température. La température de la feuille varie seulement dans le sens machine.

2.4.7. Modèle de Kirk et Knight (1975)

Ce modèle est unidimensionnel, et ne possède qu'une variable indépendante, le temps. Les coefficients de transferts de masse et de chaleur sont obtenus à partir de l'analogie de Colburn, ces valeurs servant à définir le taux d'évaporation. En deçà d'une valeur critique d'humidité, qui peut varier en fonction du type de papier, une correction (directement proportionnelle au contenu d'humidité) est apportée à la valeur du taux d'évaporation.

De ce transfert de masse, pour un petit élément, nous pouvons faire un bilan d'énergie. L'énergie qui est transmise du cylindre au papier est fonction du coefficient de transfert et du différentiel de température entre le cylindre et le papier (connu). Cette énergie est égale à l'énergie dégagée sous forme d'évaporation (fonction du taux d'évaporation calculé précédemment), de la chaleur dégagée par convection dans l'air environnant (fonction du coefficient de transfert de chaleur entre le papier et l'environnement extérieur et leur différentiel de température), ainsi que la chaleur emmagasinée dans l'élément de papier (fonction de l'humidité et des chaleurs spécifiques de la fibre et de l'eau).

Durant le cycle en contact avec le cylindre, le taux d'évaporation sera modifié en fonction de l'habillage. Durant le parcours libre, l'évaporation est considérée égale sur les deux faces de la feuille et le coefficient de transfert de chaleur avec l'air est fonction de la vitesse de l'air de ventilation.

Les auteurs disent qu'une précision de 0,5% peut être obtenue en réalisant 50 étapes de calculs pour chaque cycle, cylindre et parcours libre.

Cette approche semble très intéressante, et relativement simple à programmer. La seule difficulté réside dans la définition des coefficients de transfert de chaleur du cylindre au papier, et du papier à l'environnement extérieur.

2.4.8. Modèle de Lemaître (1982)

Ce modèle est presque identique au précédent. Il représente le séchage en deux cycles, cylindre et parcours libre. La balance de masse est déterminée en fonction de coefficients de transfert de chaleur semblables à ceux définis dans le modèle de Kirk. Cependant, le taux d'évaporation est défini par des coefficients de transfert de masse et des différentiels de pressions partielles. La difficulté demeure également dans l'évaluation des coefficients de transfert de chaleur et de masse.

L'évaluation du taux d'évaporation est plus simple dans le modèle de Kirk et Knight, c'est la raison pour laquelle nous le choisissons comme base pour notre modèle. Nous le verrons plus en détail dans le prochain chapitre.

3. METHODOLOGIE

Le travail à exécuter consistait principalement à monter un support informatique pour les modèles de simulation. Le premier modèle, qui consiste à représenter globalement une sécherie, est constitué d'équations relativement simples. Ces équations sont bien reconnues dans l'industrie des pâtes et papiers et sont utilisées couramment. C'est la raison pour laquelle nous avons développé un programme informatique dédié à l'utilisation des papetiers. Le programme est écrit en langage Pascal par modules qui permettra l'ajout de parties ultérieures. Le deuxième modèle, qui consiste à représenter de façon précise le comportement de la feuille tout au long de son parcours dans la sécherie, est beaucoup plus complexe. De plus, plusieurs paramètres ne sont pas encore bien quantifiés. Pour ces raisons, nous avons fait la programmation en Lotus 1-2-3, ce qui nous donne plus de flexibilité au niveau du développement: modifications faciles et rapides, et visualisation de courbes. Par contre, cela nous cause des restrictions quant à l'utilisation "friendly user", au temps de calcul, et aux algorithmes de décisions complexes. Dans le cadre de cet étude, nous nous sommes limités aux essais sur LOTUS 1-2-3, mais nous prévoyons qu'il faudrait éventuellement intégrer ce modèle avec l'autre dans le programme PASCAL après avoir bien validé et vérifié les limites du modèle.

La vérification de ces modèles est fondamentale pour parvenir à des conclusions valables. Pour les vérifier, nous avons choisi de faire une

série de mesures sur une machine à carton et de comparer les résultats.

Ce chapitre sera séparé en quatre parties. Nous verrons d'abord les aspects théoriques généraux concernant le séchage du papier et la modélisation. Ensuite nous examinerons de quelle façon nous avons implanté les deux modèles sur les supports informatiques ainsi que leur description. La dernière partie définira les mesures effectuées sur une machine à carton pour vérifier les modèles.

3.1. Théorie générale sur la modélisation d'une sécherie de machine à papier

Le principe du séchage implique deux phénomènes simultanés: le transfert de chaleur, et le transfert de masse. Dans le cas du séchage du papier, le transfert de chaleur dans l'eau contenue dans la feuille de papier entraîne son évaporation et fournit la force d'entraînement pour transférer la vapeur d'eau de la feuille à l'atmosphère environnante. Excepté pour les inefficacités de la sécherie, telles la radiation et les pertes par convection, le transfert de chaleur et le transfert de masse doivent être en équilibre, même si de grands déséquilibres instantanés peuvent avoir lieu pendant certains cycles du séchage. Il y a en effet différents cycles qui caractérisent le séchage du papier le long de son parcours dans la sécherie. Nous discuterons de ces cycles, ainsi que plusieurs autres aspects fondamentaux bien reconnus. Nous verrons également certaines autres notions théoriques, et en quoi consiste la modélisation par rapport au séchage du papier.

3.1.1. Modélisation

La modélisation consiste à définir une série d'équations mathématiques qui décrivent un phénomène physique, chimique, électrique ou autre. Ces équations peuvent comporter une foule de paramètres, et il faudra déterminer ceux que nous désirons obtenir à partir des autres. Par exemple, si on a un circuit électrique simple qui répond à l'équation électrique $V = R * I$. En fonction de l'application, nous pourrions déterminer V en fonction de R et I , ou bien I en fonction de V et R .

Dans le cas de la sécherie par vapeur, nous sommes intéressés de connaître la température de la feuille, le pourcentage d'humidité, le taux d'évaporation, et la consommation de vapeur le plus précisément possible tout le long de la sécherie. Pour parvenir à ces fins, nous avons défini deux modèles. Le premier caractérise un comportement global moyen, et le second caractérise un comportement plus précis à l'intérieur de la sécherie. Après avoir défini le sujet de modélisation, il faut définir quel genre d'application nous désirons en faire, et les caractéristiques d'utilisation.

3.1.1.1. Types d'applications en simulation

De façon générale un logiciel de simulation est régi par un modèle (une série d'équations mathématiques) qui définit le comportement du système, et un programme informatique qui gère l'utilisation des ces équations en fonction des caractéristiques d'utilisation. Dans ce système, nous simulons le comportement de certains paramètres en fonction d'autres. Il peut être très simple, comme une équation algébrique qui détermine la position d'un objet par rapport à un point d'origine en fonction de sa vitesse et sa direction pour une période de temps donnée. Ou il peut être très complexe, comme pour simuler une cabine de pilotage où interviennent une foule d'équations en temps réel qui contrôlent des éléments mécaniques.

Comme on peut le voir il peut y avoir de grandes marges entre certaines applications. Il peut également y avoir différents niveaux d'utilisation. En voici quelques uns :

3.1.1.1.1. Statique (régime permanent)

Un tel système nous donnera des résultats lorsqu'il sera stabilisé ne tenant pas compte de la période transitoire. Exemples: pour une ouverture donnée d'une vanne, quel sera le débit? Ou, pour un changement de pression de vapeur dans une sécherie, de combien aura varié l'humidité de la feuille à la sortie?

3.1.1.1.2. Dynamique (régime transitoire)

Contrairement au système statique, nous étudions ici le comportement transitoire. Exemples: pour un changement d'ouverture d'une vanne comment variera le débit jusqu'à son point de stabilisation? Ou, pour un changement de pression de vapeur dans une sécherie, combien de temps faudra-t-il pour que l'humidité de la feuille parvienne à une nouvelle valeur stable, et quels seront les écarts maximums de variation?

3.1.1.1.3. Temps réel

Il est utilisé pour visualiser des comportements d'un système dans un temps correspondant à la réalité. Exemple : le comportement du niveau d'un réservoir tenant compte des délais et des temps d'ouverture des vannes manuelles ainsi que de la capacité du réservoir; une telle application servirait à l'apprentissage des opérateurs.

3.1.1.1.4. Graphique

Nous utilisons cette option pour visualiser le comportement d'un système à l'aide d'images. Exemple : visualiser les déflexions des poutres d'une charpente en fonction de diverses contraintes, visualiser le niveau

d'un réservoir. Généralement cette option est accompagnée d'un module qui nous donnera des résultats numériques.

3.1.1.1.5. Physique

Comme l'option précédente nous cherchons à reproduire un comportement, mais cette fois-ci, physique. Exemple : Reproduction des vibrations d'une cabine de pilotage, ou un déplacement.

3.1.1.1.6. Numérique

Il s'agit ici de reproduire le comportement du système par des valeurs numériques sous formes de tableaux, de graphiques ou de rapports. Nous utiliserons cette option pour simuler la sécherie de machine à papier.

Ces différentes options ou niveaux de simulation peuvent être utilisées indépendamment ou conjointement dans un logiciel de simulation. Tout dépend de l'application.

Un des points les plus importants d'une simulation est de connaître les limites et la précision du modèle. Les limites sont souvent fonction de la complexité et de la capacité de traitement de l'ordinateur. En d'autres termes, on ne peut pas tout simuler à l'intérieure d'un seul logiciel, il faut se limiter à certains paramètres. La précision, quant à elle, est fonction des équations mathématiques qui décrivent le comportement du système. Ces équations sont souvent approximées, et même parfois, mal quantifiées. Egalement, plusieurs équations ne décrivent pas certains comportements d'erreurs aléatoires reliés aux systèmes.

3.1.1.2. Définition des caractéristiques du modèle global

Dans un premier temps nous désirons étudier différents paramètres reliés à la sécherie, d'une façon générale les principaux points sont :

- Humidité (entrée et sortie)
- Taux d'évaporation
- Pression de vapeur d'opération des cylindres (moyenne)
- Production
- Consommation de vapeur ou d'énergie

Nous désirons simuler les comportements de certains paramètres par rapport à d'autres, et ce, de différentes façons. Exemple: si nous changeons le pourcentage d'humidité à la sortie des presses; quelle serait la consommation de vapeur pour obtenir un pourcentage d'humidité donnée à la bobineuse? Ou l'inverse, pour une consommation donnée, quel serait le pourcentage d'humidité à obtenir à la sortie des presses? On peut imaginer plusieurs interrelations intéressantes. Pour ce modèle les équations que nous utilisons sont globales et le type de simulation est "statique" avec des résultats numériques.

Les caractéristiques du modèle seront basées sur une sécherie conventionnelle à la vapeur, avec des variables correspondant à une machine réelle. Nous pourrions alors vérifier la validité de nos équations. Par la suite nous voulons introduire un algorithme qui simulera l'effet de l'implantation d'une unité infrarouge au gaz naturel entre les presses et la sécherie de vapeur. Nous considérerons l'effet de cette unité comme réduisant le pourcentage d'humidité en fonction de la puissance fournie, même

si dans les faits nous savons que l'effet est plutôt d'augmenter la température de l'eau à cet endroit. Car, il est connu que l'augmentation de la température aura comme effet d'améliorer l'efficacité de la sécherie de vapeur, et par conséquent aura le même effet que si on diminuait le pourcentage d'humidité à la sortie des presses pour une même température. Nous le considérons comme tel parce que les équations du modèle ne tiennent pas compte de la température.

Par cet algorithme, nous pourrons donc prédire les consommations de vapeur et de gaz nécessaires pour sécher le papier. Nous pourrons alors comparer ces résultats avec ceux d'une sécherie uniquement à la vapeur.

Les caractéristiques d'opération du programme doivent permettre la modification de plusieurs paramètres d'opération de la machine, tels : la vitesse, les siccités d'entrée et sortie, le type de produit, les pressions de vapeur d'opération, et le nombre de cylindres. Le programme doit être facile à utiliser par une personne qui possède des connaissances en papeterie, mais pas nécessairement en informatique.

3.1.1.3. Définition des caractéristiques du modèle cylindre par cylindre (modèle sectionné)

Dans cette partie nous sectionnerons la sécherie cylindre par cylindre et connaîtrons précisément l'effet de chacun d'eux en ce qui concerne l'évaporation de l'eau (augmentation du point de température, taux d'évaporation, pertes thermiques, consommation de vapeur, efficacité, etc). De cette façon nous serons en mesure de prévoir beaucoup plus fidèlement

l'effet de l'implantation d'une nouvelle unité de séchage (infrarouge ou autre) en tout point de la sécherie.

Un des principaux points qui différencient ce modèle du précédent est qu'il considère la température de la feuille. Ce paramètre permettra au modèle de déterminer beaucoup plus fidèlement l'influence d'un émetteur infrarouge.

Les caractéristiques d'opération devront être les mêmes que pour le premier modèle, i.e. facilité d'opération et flexibilité de modification des valeurs paramétriques. Cependant la quantité de paramètres à fournir sera beaucoup plus grande, par exemple : la température de l'air dans la sécherie et l'humidité, la température de la feuille à l'entrée de la sécherie, et la porosité des feutres.

Ce modèle devra pouvoir s'intégrer à l'autre, pouvant même utiliser des valeurs déterminées par le premier modèle. Par exemple, nous savons qu'il est difficile de déterminer certains coefficients de transfert de masse ou de chaleur. Nous pourrions définir ces valeurs (qualité des résistances thermiques et massiques) par des caractéristiques d'opération et apporter des corrections par rapport aux différences obtenues du modèle global avec les valeurs standards de l'industrie.

Dans le cadre de cette étude, il ne sera pas possible de mener à terme tous ces objectifs. Nous réaliserons un travail préliminaire à cette démarche qui consistera à monter un outil informatique qui nous servira à

vérifier le modèle développé et à ajuster ses paramètres. Nous utiliserons le chiffrier électronique LOTUS 1-2-3 à cette fin.

3.1.2. Phases et cycles du séchage

Après la sortie des presses, la feuille de papier contient encore beaucoup d'eau (environ 60%, basé sur le poids humide), et elle sort de la sécherie à environ 7%. L'extraction de cette quantité d'eau implique certaines phases pour augmenter la température de la feuille et évaporer l'eau, ainsi qu'une série de cycles d'absorption et de désorption d'énergie.

3.1.2.1. Phases du séchage

En fonction de son contenu d'humidité et de sa température, l'évaporation de l'eau dans la feuille sera différente. On peut distinguer de façon générale trois phases principales.

3.1.2.1.1. Montée en température ("warming-up stage")

La feuille entre dans la sécherie à une température généralement trop basse pour assurer une bonne évaporation. Cette température dépend de la température de la pâte sur la table de formation et de différents systèmes (douche d'eau chaude, douche de vapeur, infrarouge) ajoutés pour améliorer le pressage. Généralement la température se situe entre 35° et 50°C. Pour que l'évaporation se produise à un taux satisfaisant sans abîmer la feuille, il faut amener la température de la feuille à environ 70°-80°C. Ce travail

est effectué par les premiers cylindres, et ne doit pas être trop violent, pour éviter de sceller la surface de la feuille par un rétrécissement, ou même que la feuille colle sur le cylindre.

Durant cette phase la chaleur est fournie à la feuille à un taux plus grand que nécessaire pour l'évaporation (à cette température). Le surplus de chaleur fait augmenter la température de la feuille et augmente par le fait même le taux d'évaporation jusqu'à ce que la chaleur nécessaire à l'évaporation devienne en équilibre avec la chaleur fournie. A ce moment nous entrons dans la phase d'évaporation à taux constant.

3.1.2.1.2. Evaporation à taux constant ("constant-rate stage")

Durant cette phase, le taux d'évaporation est déterminé par l'équilibre de la chaleur fournie et de l'eau évaporée, ou la feuille conservera une température moyenne stable d'un cylindre à l'autre. L'eau s'évapore selon un plan parallèle à la feuille qui suit les contours de l'eau liquide de surface. Au fur et à mesure que le séchage progresse, ce plan s'enfonce de plus en plus profondément dans les pores de la feuille, et la tension de surface (capillaire) provoque l'affaissement des fibres et de la structure de la feuille (rétrécissement). Cette phase est la plus longue et évapore la majeure partie de l'eau, presque toute l'eau libre. A la fin le taux d'évaporation commence alors à diminuer.

3.1.2.1.3. Evaporation à taux décroissant ("falling-rate stage")

Dans cette phase finale, le processus de séchage n'est plus dominé, comme dans la première phase, par les conditions superficielles mais par le mode de répartition de l'humidité dans le matériel. Comme le plan d'évaporation s'enfonce de plus en plus loin dans la feuille, il devient alors nécessaire de briser des liens mécaniques de plus en plus forts et quelques liens chimiques les plus faibles (qui sont appelés les eaux liées). Dans ce cas l'eau est beaucoup plus fortement liée à la cellulose, offrant une grande résistance à l'évaporation. C'est à ce moment que survient la limite pratique du séchage (2-5%). On arrive finalement à un point où l'énergie requise pour évacuer l'eau est plus grande que celle fournie pour l'évaporer. La figure 1 illustre ces trois phases.

3.1.2.2. Cycles d'évaporation

En plus des différentes phases du séchage dans une sécherie multicylindres, nous pouvons observer un cycle qui se répète d'un cylindre à l'autre. Ce cycle est principalement remarquable dans la phase à taux constant. La figure 2 illustre les diverses parties pour deux cycles de séchage, chacun étant relié à un cylindre.

3.1.2.2.1. Partie I

La feuille entre en contact avec le cylindre mais n'est pas appuyée fortement. Le contact n'étant pas très bon, il n'y a pas beaucoup de transfert de chaleur. Il y a une faible augmentation (ou pas du tout) de

température du côté où la feuille touche le cylindre. Il est même possible que la température diminue de l'autre côté. Les températures sont au point le plus faible dans cette partie du cycle, et par conséquent le taux d'évaporation aussi.

3.1.2.2.2. Partie II

A ce moment le feutre appuie fortement la feuille contre le cylindre et procure un bon transfert. La température de la feuille augmente de façon considérable, surtout du côté touchant le cylindre. L'évaporation augmente mais est limitée par le feutre.

3.1.2.2.3. Partie III

Le feutre dégage la feuille, mais cette dernière est encore en contact avec le cylindre pour un court temps avant de le dégager. Même si le feutre n'appuie plus sur la feuille, le transfert de chaleur demeure très bon car l'épaisseur du film d'air entre la feuille et le cylindre est resté relativement faible. La température du côté de la feuille qui touche au cylindre continue d'augmenter en température, et celle de l'autre côté commence à diminuer rapidement en réaction au haut taux d'évaporation subit (le feutre ayant libéré la feuille, l'énergie contenue dans la feuille sous forme de chaleur sensible se libère maintenant rapidement).

3.1.2.2.4. Partie IV

La feuille se libère complètement du cylindre, et la température chute brusquement, causant un très fort taux d'évaporation. Le graphique de la figure 3 (page 120) représente le profil de température des quatre parties

du cycle que nous venons de voir.

3.1.2.2.5. Simplification

Dans plusieurs cas, nous pouvons négliger les parties I et III, et ne considérer que deux grandes parties: le contact avec le cylindre et le parcours libre. Le transfert de chaleur se produit en presque totalité lors du contact avec le cylindre. La température de la feuille augmente beaucoup et le taux d'évaporation est limité. La majorité du transfert de masse se produit dans le parcours libre. Le taux d'évaporation augmente et la température de la feuille diminue.

3.1.2.2.6. Machines sans feutre

Dans le cas des machines sans feutre il n'y a que deux parties bien définies, lorsque la feuille touche le cylindre et le parcours libre entre deux cylindres. Mais dans ce cas l'évaporation n'est plus limitée par le feutre lorsque la feuille touche le cylindre. Par contre, le transfert de chaleur est plus faible car le contact est moins bon.

3.1.2.2.7. Côtés de la feuille exposés aux cylindres

Il est à noter que chaque côté de la feuille touche un cylindre à tous les deux cycles, et cela cause de grandes variations dans l'évaporation, un cycle fort et un cycle faible (figure 4).

3.1.3. Coefficient de transfert de chaleur

Dans le séchage par cylindres, lorsque la feuille est amenée contre une surface chaude, la conduction est le principal mode de transfert impliqué.

Quoique la convection et la radiation aussi ont lieu, elles ne contribuent presque pas (excepté pour des systèmes mixtes); plutôt, elles fournissent presque toutes les pertes de chaleur de l'entourage. L'équation de transfert de chaleur s'écrit fréquemment comme suit :

$$Q = kA \, dt/l \quad [1]$$

Où :

- Q = transfert de chaleur, kJ / hre
- k = conductivité thermique, kJ / hre m²(°C/m)
- A = surface, m²
- dt = différence de température, °C
- l = épaisseur, m

Quand la conduction a lieu à travers plus d'une substance, chacune avec une conductivité thermique différente, l'équation est modifiée ainsi

$$Q = U * A * dt \quad [2]$$

Où U est le coefficient global de transfert de chaleur pour la combinaison des substances produisant la différence de température, et est exprimé en kJ/hre m² °C (BTU/ hre pi² °F dans le système anglais). Cette équation est basée sur un échange de chaleur en régime permanent au travers d'un mur plat et régulier en terme de résistance thermique. Comme nous l'avons vu précédemment, l'énergie est absorbée ou dissipée de façon irrégulière durant chaque cycle. Cette équation n'est donc pas parfaitement adéquate. Mais si nous considérons des éléments de surface très petits et des intervalles de temps courts, l'erreur devient négligeable. Nous pouvons également établir des valeurs moyennes par rapport à la surface de contact

d'échange d'un cylindre entier. L'effet cyclique est alors considéré comme étant un procédé global avec un certain nombre de conditions en régime permanent, soit pour chaque rouleau ou pour toute la sécherie (exemple : le coefficient de transfert de chaleur global "U").

Pour mieux comprendre la relation entre le coefficient de transfert de chaleur global et la conductivité nous transformons l'équation précédente en introduisant le concept de résistance et de flux thermique.

$$Q/A = U * dt$$

$$\text{Où: } Q/A = q \text{ et } U = 1/r$$

$$\text{Alors : } q = dt/r \quad [3]$$

Où : q = transfert de chaleur par unité de surface
(flux thermique), kJ / hre m².
 r = résistance thermique globale, hre m² °C / kJ

Nous pouvons imaginer l'analogie entre ce système et le système électrique. De la même façon, les résistances peuvent s'additionner en série ou en parallèle.

$$\text{Série : } r = r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n$$

$$\text{Parallèle : } \frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_3} + \dots + \frac{1}{r_n}$$

$$r = \frac{1}{1/r_1 + 1/r_2 + 1/r_3 + \dots + 1/r_n}$$

Où r_1, r_2, r_3 etc. sont des résistances individuelles. On peut définir la conductance thermique comme étant la réciproque de la résistance.

$$h_n = \frac{1}{r_n} \quad \text{ou bien} \quad r_n = \frac{1}{h_n}$$

Et on peut définir la conductance par unité d'épaisseur par le concept de conductivité thermique.

$$h_n = \frac{k_n}{l_n} \quad \text{ou bien} \quad r_n = \frac{l_n}{k_n}$$

surface
épaisseur
↓
↓

Où : k = conductivité thermique, $\text{kJ} / \text{hre m}^2 (\text{°C/m})$
 l = épaisseur du matériel, m

Alors, pour des résistances en série, "U" devient :

$$U = \frac{1}{r} = \frac{1}{r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n}$$

$$U = \frac{1}{l_1/k_1 + l_2/k_2 + l_3/k_3 + \dots + l_n/k_n} \quad [4]$$

Pour les cas où l'épaisseur du matériel ("l") est difficile à définir, tel un film très mince qui est toujours présent entre deux parties, on

utilise la conductance "h" à la place de la conductivité et de l'épaisseur "k et l". Dans le séchage par cylindre, le transfert de chaleur de la vapeur à la feuille est une application successive d'une série de transferts de chaleur représentés soit par des conductances ou des conductivités. La figure 5 (page 121) illustre bien les principales résistances thermiques.

La conductance "h" est plus fréquemment appelée coefficient de transfert de chaleur. Dans le cas de la rouille et du film d'air, l'épaisseur est très difficile à évaluer, c'est pourquoi nous considérons directement "h".

De la figure 5, le flux thermique est généralement défini comme suit:

$$q = \frac{t_0 - t_5}{l_1/k_1 + 1/h_2 + l_3/k_3 + 1/h_4 + l_5/k_5} \quad [5]$$

Cependant cette équation néglige les pertes de chaleur qui proviennent de la partie du cylindre sans contact avec la feuille. De plus le flux total de chaleur transféré d'une résistance à l'autre ne se fait pas par rapport aux mêmes surfaces (voir figures 6 et 7). Mais nous savons qu'une même quantité de chaleur est transférée de la vapeur au papier. Dans un premier temps la chaleur sera transférée de la vapeur à la surface extérieure du cylindre par rapport à la surface du cylindre sur toute la circonférence du cylindre et la largeur de la feuille de papier. Dans un deuxième temps la chaleur sera transférée de la surface du cylindre au papier par rapport à la surface de contact de la feuille de papier avec le cylindre. Le flux

thermique (énergie transférée par unité de surface) n'est donc pas égal ($q_{1-3} \neq q_{4-5}$). Par contre, nous savons que les transferts de chaleur sont égaux.

$$\text{Energie transférée à la feuille} = Q = Q_{1-3} = Q_{4-5} \quad [6]$$

$$q_{1-3} = \frac{Q_{1-3}}{\text{surface du cylindre}} \quad [7]$$

$$q_{4-5} = \frac{Q_{4-5}}{\text{surface du papier}} \quad [8]$$

Pour que l'équation [6] soit exacte il faut supposer que le cylindre possède une inertie assez grande pour que très peu de chaleur soit perdue par la section découverte par rapport à la chaleur transmise au papier. Nous pouvons soit négliger cette quantité d'énergie, soit en tenir compte sous forme de pertes jumelées aux pertes des bouts et de radiation. Les équations [7] et [8] peuvent également être exprimées en fonction de leurs résistances thermiques.

$$q_{1-3} = \frac{t_0 - t_3}{\frac{l_1}{k_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{l_3}{k_3}} = \frac{t_0 - t_3}{Rc} \quad [9]$$

$$q_{4-5} = \frac{t_3 - t_5}{\frac{1}{h_4} + \frac{l_5}{k_5}} = \frac{t_3 - t_5}{Rp} \quad [10]$$

En couplant les équations [7] et [8] avec [9] et [10] nous pourrions définir la valeur du transfert de chaleur en fonction des deux surfaces.

$$\frac{Q_{1-3}}{\text{surface du cylindre}} = \frac{t_0 - t_3}{R_c} \quad [11]$$

$$\frac{Q_{4-5}}{\text{surface du papier}} = \frac{t_3 - t_5}{R_p} \quad [12]$$

En considérant les pertes de chaleur séparément nous avons supposé tout à l'heure que:

$$\begin{aligned} Q_{1-3} &= Q_{4-5} = Q \\ \frac{(t_0 - t_3) \text{ surf. cyl.}}{R_c} &= Q \end{aligned} \quad [13]$$

$$\frac{(t_3 - t_5) \text{ surf. pap.}}{R_p} = Q \quad [14]$$

$$[14] \Rightarrow t_3 = \frac{Q R_p}{\text{surf. pap.}} + t_5 \quad [15]$$

$$[15] + [13] \Rightarrow \left(t_0 - \frac{Q R_p}{\text{surf. pap.}} - t_5 \right) \frac{\text{surf. cyl.}}{R_c} = Q$$

$$(t_0 - t_5) \frac{\text{surf. cyl.}}{R_c} = Q + \frac{Q R_p \text{ surf. cyl.}}{R_c \text{ surf. pap.}}$$

$$(t_0 - t_5) \frac{\text{surf. cyl.}}{R_c} = Q \left(1 + \frac{R_p \text{ surf. cyl.}}{R_c \text{ surf. pap.}} \right)$$

$$\begin{aligned}
 (t_0 - t_5) \frac{\text{surf. cyl.}}{R_c} &= Q \left(\frac{R_c \text{ surf.pap.} + R_p \text{ surf.cyl.}}{R_c \text{ surf. pap.}} \right) \\
 Q &= \frac{\text{surf. cyl.} (t_0 - t_5)}{R_c \left(\frac{R_c \text{ surf.pap.} + R_p \text{ surf.cyl.}}{R_c \text{ surf. pap.}} \right)} \\
 Q &= \frac{\text{surf. pap. surf. cyl.} (t_0 - t_5)}{R_c \text{ surf. pap.} + R_p \text{ surf. cyl.}} \\
 Q &= \frac{(t_0 - t_5)}{R_c / \text{surf. cyl.} + R_p / \text{surf. pap.}} \\
 Q &= \frac{dt}{\frac{(l_1/k_1 + 1/h_2 + l_3/k_3)}{\text{surf. cyl.}} + \frac{(1/h_4 + l_5/k_5)}{\text{surf. pap.}}} \quad [16]
 \end{aligned}$$

A partir de l'équation du transfert de chaleur [16] qui nous donne le nombre de J/s transmis successivement au travers des deux surfaces considérées, nous pouvons calculer le coefficient de transfert de chaleur global "U" (aussi appelé taux de transfert de chaleur). Ses unités sont des kJ/hre m² °C ou kW/m²°C (BTU/ hre pi² °F dans le système anglais)

$$\text{de l'équation [2]} \Rightarrow U = Q \text{ A dt}$$

Il faut maintenant déterminer par rapport à quelle surface nous voulons définir le coefficient. Nous pouvons le définir en terme d'émission par rapport à la surface du cylindre ou en terme de réception par rapport à la

surface du papier. Nous avons choisi de le représenter par rapport à la surface du cylindre, car cela est plus représentatif de la réalité, et que les principales résistances thermiques se retrouvent sur cette surface.

$$U = \left(\frac{dt}{R_c / \text{surf.cyl.} + R_p / \text{surf.pap.}} \right) / (\text{surf.cyl.} dt)$$

$$U = \frac{1}{R_c + (R_p \text{ surf. cyl.}) / \text{surf. pap.}}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{l_1}{k_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{l_2}{k_3} \right) + \left(\frac{\text{surf.cyl.}}{\text{surf.pap.}} \right) \left(\frac{1}{h_4} + \frac{l_5}{k_5} \right)} \quad [17]$$

Nous pouvons maintenant définir le coefficient à partir des différents paramètres de l'équation, mais cela peut être difficile, car plusieurs paramètres sont difficiles à mesurer. Dans plusieurs cas nous définissons simplement ce coefficient à partir d'expérimentations et de rapports empiriques. Nous en verrons un exemple dans le modèle cylindre par cylindre un peu plus loin dans ce chapitre (page 49).

3.2. Description du modèle global

L'approche la plus simple pour modéliser une sécherie est de la représenter globalement par des équations de bilans massique et thermique. Pour parvenir à modéliser une sécherie en général nous avons utilisé des équations que la compagnie Johnson a développé pour effectuer des calculs énergétiques reliés aux cylindres. Ces équations sont utilisées par les papetiers et sont bien reconnues dans l'industrie des pâtes et papiers.

Dans notre modélisation nous aurions pu prendre plusieurs approches. L'approche que nous avons jugée la plus utile est de considérer le pourcentage d'humidité à l'entrée et à la sortie comme des valeurs connues, ce qui est vrai dans la majorité des cas. Et nous cherchons à déterminer la consommation de vapeur et le taux d'évaporation à partir de plusieurs paramètres d'opération généralement disponibles.

Etant donné le contexte industriel Nord Américain actuel, la partie expérimentale nécessitait l'emploi du système d'unités anglais. Des conversions sont faites aux endroits importants.

3.2.1. Schématisation globale

Nous pouvons considérer la sécherie comme une grande boîte uniforme où le taux d'évaporation est régulier. Pour ce faire il s'agit de considérer les différentes entrées et sorties de la sécherie ainsi que différentes valeurs moyennes (figure 8).

3.2.2. Taux d'évaporation

Le taux d'évaporation peut être déterminé de deux façons, par bilan de masse ou à l'aide de courbes standard.

3.2.2.1. Balance de masse

En connaissant le taux de production, la surface de séchage totale et la quantité d'eau évaporée nous déterminons le nombre de livres d'eau évaporées par heure par pied carré de surface de séchage.

Production = masse de papier produit à la sortie par heure

Production = vitesse * largeur * poids de base / K

Forme abrégée:

$$\text{PROD} = \text{VIT} * \text{LAR} * \text{PDB} / \text{K}, \quad \text{lb/hre} \quad (\text{kg/hre}) \quad [18]$$

- où :
- VIT = vitesse de la machine, pi / min (m/min)
 - LAR = largeur la feuille, po (m)
 - PDB = poids de base, # / main
 - main= quantité de feuille de papier variant en dimension et en nombre en fonction du type de papier (système anglais)
 - $$\text{K} = \frac{1 \text{ pi}}{12 \text{ po}} * \frac{1 \text{ hre}}{60 \text{ min}} * \frac{\text{surface d'une main}}{1 \text{ main}}$$
 - surface d'une main = po²
 ex: papier journal = (24 po * 35 po)* 500 feuilles
 = 432 000 po²
 et K = 600 pi po hre / min main

$$\begin{aligned} \text{Surface des séchoirs} &= \pi * \text{diamètre d'un cylindre} * \frac{\text{largeur (po)}}{12 \text{ po/pi}} * \text{nombre de séchoirs} \\ \text{pi}^2 &= \text{pi} \quad \text{pi} \\ (\text{m}^2) &= (\text{m}) \quad (\text{m}) \end{aligned}$$

Forme abrégée :

$$SUF = \pi * DIA * LAR * NBR_SCH, \quad \pi^2 \quad (m^2) \quad [19]$$

Grâce aux valeurs de siccité fournies à l'entrée et à la sortie nous déterminons le nombre de livres d'eau qui seront évaporées pour chaque livre de papier produit à la sortie.

$$\frac{\text{lb eau évaporée}}{\text{lb papier à la sortie}} = \frac{\text{siccité à la sortie}}{\text{siccité à l'entrée}} - 1$$

Forme abrégée :

$$EVPS = (SIC_SOR / SIC_ENT) - 1 \quad [20]$$

Démonstration :

$$EVPS = \frac{SIC_SOR - SIC_ENT}{SIC_ENT}$$

Où :

$$SIC_ENT = \frac{\text{lb solide}}{\text{lb solide} + \text{lb eau à l'entrée}}$$

$$SIC_SOR = \frac{\text{lb solide}}{\text{lb solide} + \text{lb eau à la sortie}}$$

Alors :

$$EVPS = \frac{\frac{\text{lb solide}}{(\text{lb solide} + \text{lb eau_sortie})} - \frac{\text{lb solide}}{(\text{lb solide} + \text{lb eau_entrée})}}{\frac{\text{lb solide}}{(\text{lb solide} + \text{lb eau_entrée})}}$$

$$EVPS = (lb\ sol + lb\ ent) \left[\frac{1}{lb\ sol + lb\ sor} - \frac{1}{lb\ sol + lb\ ent} \right]$$

$$EVPS = \frac{(lb\ solide + lb\ eau_entrée) - (lb\ solide + lb\ eau_sortie)}{lb\ solide + lb\ eau_sortie}$$

$$EVPS = lb\ eau\ évaporée / lb\ papier\ à\ la\ sortie$$

Nous pouvons maintenant obtenir le taux d'évaporation qui est défini comme étant le nombre de livres d'eau évaporée par unité de surface active de séchoir par unité de temps.

$$\text{Taux évaporation} = \frac{lb\ papier\ produit}{pi^2 de\ séch.*\ hre} * \frac{lb\ eau\ évaporée}{lb\ papier\ produit}$$

Des équations [18], [19] et [20] nous pouvons représenter le taux d'évaporation par la formule suivante :

$$TEVAP = (PROD / SUF) * EVPS, \quad lb/hre \quad (kg/hre) \quad [21]$$

3.2.2.2. Courbes standard

Il est possible également de déterminer la valeur de TEVAP grâce à des courbes linéaires qui ont été déterminées expérimentalement pour différents types de papier (figure 9).

Nous pouvons représenter ces courbes par l'équation de la droite (tableau 1, page 164) : $y = m x + b$. Le taux d'évaporation sera défini comme

suit, en fonction de la température moyenne de la vapeur pour toute la sécherie:

$$\text{TEVAP} = (M * TV) + B, \quad \text{lb/hre} \quad (\text{kg/hre}) \quad [22]$$

Où: TV est la température moyenne de la vapeur ($^{\circ}\text{F}$ ($^{\circ}\text{C}$)), et les valeurs de M et B dépendent du type de papier

3.2.3. Consommation de vapeur

Maintenant que nous connaissons la quantité d'eau qui doit être évaporée, nous pouvons calculer la quantité d'énergie nécessaire à ce travail. Nous posons que pour évaporer l'eau de la feuille il nous faut injecter 1200 BTU/lb d'eau. Cette valeur a été déterminée de façon empirique.

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hre pi}^2} = \frac{\text{lb eau évaporée}}{\text{hre} * \text{pi}^2} * \frac{1200 \text{ BTU}}{\text{lb eau évaporée}}$$

De l'équation [21]:

$$\text{BTU}_{\text{PC}} = \text{TEVAP} * 1200 \text{ BTU} / \text{lb eau}, \quad \text{BTU/hre pi}^2 \quad (\text{kJ/hre m}^2) \quad [23]$$

Connaissant la pression moyenne de vapeur dans les rouleaux, nous connaissons la chaleur latente contenue dans chaque livre de vapeur en se référant à une table de vapeur. Cependant pour faire les calculs dans un programme informatique, il serait plus pratique d'utiliser une équation mathématique qui nous donnera la valeur désirée.

$$H = \left\{ e^{\frac{(6.29517 - 0.034248 \cdot [\ln(PA) - 2.686])}{-(0.116672 \cdot PA)}} \right\} \cdot 1.8$$

[24]

Où PA = Pression de vapeur moyenne absolue, psia (kPa)

Nous pouvons alors déduire la consommation de vapeur ¹ en livres pour chaque pied carré de surface active de séchage pour une heure d'opération.

$$\frac{\text{lb Vapeur consommée}}{\text{hre pi}^2} = \frac{\text{BTU}}{\text{hre pi}^2} / \frac{\text{BTU}}{\text{lb Vapeur consommée}}$$

Forme abrégée:

$$LVAP_PC = BTU_PC / H, \quad \text{lb/hre pi}^2 \quad (\text{kg/hre m}^2) \quad [25]$$

Pour connaître la consommation totale de vapeur, nous n'avons qu'à multiplier cette dernière valeur par la surface totale des séchoirs. Il ne faut pas oublier d'ajouter également la consommation due aux pertes par radiation et par la vapeur de balayage (vapeur entraînée pour expulser le condensat). Pour aider la compréhension, nous calculerons la consommation totale de vapeur pour un seul séchoir, et nous multiplierons par la suite par le nombre total de séchoirs. La consommation de vapeur par séchoir pour évaporer l'eau contenue dans le papier sera :

$$LVAP_EVAP = LVAP_PC \cdot SUS, \quad \text{lb/hre} \quad (\text{kg/hre}) \quad [26]$$

¹ La consommation de vapeur est basée sur des moyennes d'efficacité de transfert de chaleur de la vapeur (1200 BTU/# eau évaporée). Le modèle ne tient pas compte des circuits de vapeur de la machine. Sur certaines machines, il existe des circuits de recompression de vapeur et des systèmes d'économie d'énergie, ce qui peut changer l'efficacité.

Où:

$$SUS = \text{surface d'un séchoir} = \pi * DIA * LAR, \quad \text{pi}^2 \quad (\text{m}^2) \quad [27]$$

Les pertes dues à la radiation sont déterminées à partir d'une formule empirique et représentent environ 10 livres de vapeur pour chaque pied de diamètre du cylindre par heure.

$$RAD = DIA * 10 \text{ lb vapeur} / \text{pi hre}, \quad \text{lb/hre} \quad (\text{kg/hre}) \quad [28]$$

La quantité de vapeur de balayage est déterminée également de façon empirique et dépend de la vitesse de la machine. Cette quantité est proportionnelle à la quantité de vapeur consommée pour l'évaporation de l'eau contenue dans le papier. Les valeurs courantes sont présentées dans le tableau 2, où :

$$BLOWT = (LVAP_EVAP + RAD) * BT, \quad \text{lb/hre} \quad (\text{kg/hre}) \quad [29]$$

Si nous faisons la somme des valeurs des équations [26], [28] et [29] nous obtiendrons la consommation de vapeur pour un seul séchoir.

$$LVAP_SECH = LVAP_EVAP + RAD + BLOWT, \quad \text{lb/hre} \quad (\text{kg/hre}) \quad [30]$$

Et finalement, pour connaître la consommation globale de vapeur, nous multiplions cette valeur par le nombre de séchoir.

$$LVAP_TOT = LVAP_SECH * NBR_SECH, \quad \text{lb/hre} \quad (\text{kg/hre}) \quad [31]$$

A partir de toutes ces équations ¹ il est maintenant facile de les regrouper ensemble sous forme de programme informatique, qui sera un outil de travail intéressant. Nous pourrions alors simuler diverses conditions : changement de consignes de siccité, changement de grade de papier, changement de type de papier, diminution du nombre de rouleaux, changement de la pression de vapeur etc. En fait, nous pouvons simuler une foule de conditions qui affectent l'ensemble de la sécherie, et observer le résultat sur la consommation de vapeur et le taux d'évaporation. Nous discuterons des résultats dans le prochain chapitre.

3.3. Description du modèle cylindre par cylindre (modèle sectionnée)

Le modèle précédent nous fournit de bons renseignements sur l'état global de la sécherie par rapport aux moyennes de l'industrie. Cependant il est insuffisant pour nous donner des informations à un endroit précis de la sécherie. Ce sera le rôle du modèle cylindre par cylindre. Suite à l'étude de différents modèles décrits dans le chapitre précédent, nous avons choisi de baser notre modèle sur celui de Kirk et Knight. Au besoin, nous utiliserons d'autres références pour compléter notre modèle.

¹ Dans ce chapitre certaines équations utilisées dans le programme informatique concernant des conversions, des moyennes ou des présentations de résultats ne paraissent pas. Cependant les documents complets peuvent être consultés au Centre de Recherche en Pâtes et Papiers de l'Université du Québec à Trois-Rivières.

3.3.1. Bilans thermique et massique

Le bilan thermique est défini autour d'un petit élément qui fait la largeur de la machine (figure 10). Nous supposons qu'il n'y a pas de variation de température et d'humidité dans le sens travers de la feuille, c'est la raison pourquoi nous considérons toute la largeur de la feuille dans l'élément. La valeur de x dépend de la précision des calculs désirée, Kirk indique qu'une division de 50 étapes pour la longueur de feuille en contact avec le cylindre donne une erreur de moins de 0,5%. Nous considérons cet élément comme ayant un déplacement égal à la vitesse de la machine dans le sens de x . Il faudra un temps dt , égal à la longueur de l'élément divisé par la vitesse, pour que l'élément considéré soit arrivé à la position de l'élément qui le précède (figure 11).

$$dt = x / v \quad [32]$$

Où : dt = intervalle de temps pour qu'un élément se déplace de x , s
 x = longueur de l'élément sens marche, m
 v = vitesse de la feuille ou machine, m/s

Le bilan thermique se fera autour de chaque élément pour un temps dt . L'énergie qui entre dans l'élément est égale à l'énergie qui en sort plus l'énergie qu'il absorbe. C'est une façon schématisée de voir le transfert de chaleur, dans certains cas on parlera plutôt de désorption (absorption négative). Dans certains cas l'élément ne fait presque exclusivement recevoir de l'énergie du cylindre, et dans d'autres, presque exclusivement en libérer sous forme d'évaporation. Cela dépend de la partie du cycle dans laquelle il se trouve.

Plusieurs modèles négligent les parties 1 et 3 (voir figure 2), c'est le cas également du modèle Kirk et Knight sur lequel nous nous basons. Nous considérons alors deux parties : contact avec le cylindre et parcours libre.

3.3.1.1. 1^{ière} partie du cycle : contact avec le cylindre

3.3.1.1.1. Bilan thermique

Dans cette partie, la chaleur transmise par le cylindre fait monter la température de la feuille, car il n'y a pas beaucoup d'évaporation et l'énergie s'accumule dans la feuille, surtout en présence de feutre à faible porosité. On peut regarder le bilan d'énergie en terme de variation (absorption ou désorption) d'énergie dans l'élément considéré. Ainsi dans cette partie nous aurons une absorption d'énergie.

énergie absorbée par l'élément	=	énergie fournie par le cylindre	-	énergie perdue dans le milieu environnant	-	énergie qui a été dissipée en évaporation
(J/m ²)		(J/m ²)		(J/m ²)		(J/m ²)

$$C_p dT_p = [h_{cp}(T_c - T_p)]dt - [h_{pa}(T_p - T_e)]dt - \lambda E dt \quad [33]$$

Où: C_p = Chaleur spécifique modifiée contenue dans la feuille, J/m²

$$= B S_{fib} + \frac{M B}{100} S_w$$

B = grammage base sèche, g_{fibre} / m²

M = humidité base sèche, g_{eau} / g_{fibre}

S_{fib} = chaleur spécifique de la fibre

S_w = chaleur spécifique de l'eau

Au début de
l'intervalle
de temps

T_p = température de la feuille, °C

T_c = température de surface du cylindre, °C

T_e = température de l'air environnant, °C

dt	=	intervalle de temps pour que l'élément se déplace à la position de celui qui le précède, seconde (s)
dT_p	=	élévation de la température de l'élément à la fin de l'intervalle dt , °C
h_{cp}	=	coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier, $J / m^2 \text{ } ^\circ C \text{ s}$
h_{pa}	=	coefficient de transfert de chaleur entre le papier et l'air environnant, $J / m^2 \text{ } ^\circ C \text{ s}$
λ	=	chaleur latente d'évaporation, $J / g_{\text{eau évaporée}}$
E	=	taux d'évaporation, $g_{\text{eau évaporée}} / m^2 \text{ s}$

En réorganisant les termes on obtient l'équation qui nous donne le gradient de température de l'élément dans le sens marche de la machine.

$$dT_p = \frac{dt}{C_p} [h_{cp} (T_c - T_p) - h_{pa} (T_p - T_e) - \lambda E] \quad [34]$$

$$\text{et } T_{p \text{ fin}} = T_{p \text{ début}} + dT_p \quad [35]$$

Les variables les plus difficiles à évaluer sont les coefficients d'échange de chaleur, puisqu'ils sont fonction d'éléments très difficiles à mesurer, comme l'épaisseur du film de condensat, des films d'air, et de l'humidité de l'air. Certaines valeurs de température sont également difficiles à évaluer, comme la température de surface du cylindre et la température de l'air environnant ¹. Pour chacun de ces cas nous poserons certaines limites basées soit sur des courbes expérimentales, soit sur des mesures effectuées en industrie.

¹ Au voisinage immédiat de la feuille ou du feutre.

3.3.1.1.2. Bilan massique

Nous pouvons déterminer l'eau évaporée de l'élément à partir du taux d'évaporation ¹, et nous connaissons la masse d'eau de l'élément au temps précédent. Nous pouvons donc déterminer la masse d'eau de l'élément à la fin de l'intervalle de temps.

$$\begin{array}{rcl} \text{Masse d'eau de} & & \text{Masse d'eau de} \\ \text{l'élément à la fin} & = & \text{l'élément au} \\ \text{de l'intervalle} & & \text{début} \end{array} \quad - \quad \begin{array}{l} \text{eau évaporée} \\ \text{pendant} \\ \text{l'intervalle} \end{array}$$

Pour simplifier les calculs nous représenterons le bilan de masse en fonction du poids sec de fibres, ce qui nous donnera l'humidité (base sèche) que nous désirons obtenir.

$$M_t = M_{t-1} - e_{dt} \quad [36]$$

Où

$$\begin{array}{ll} M_t & = \text{humidité de l'élément à la fin du cycle, } g_{\text{eau}}/g_{\text{fibre}} \\ M_{t-1} & = \text{humidité de l'élément au début du cycle, } g_{\text{eau}}/g_{\text{fibre}} \\ e_{dt} & = \text{eau évaporée pendant l'intervalle, } g_{\text{eau}}/g_{\text{fibre}} \\ & = \frac{E}{B} dt \\ E & = \text{taux d'évaporation, } g_{\text{eau}} / m^2 \text{ s} \\ B & = \text{grammage base sèche, } g_{\text{fibre}}/m^2 \\ dt & = \text{intervalle de temps pris pour que l'élément se} \\ & \quad \text{déplace de sa longueur x.} \end{array}$$

¹ Nous traiterons de l'évaluation du taux d'évaporation un peu plus loin dans ce chapitre. Dans cette partie du cycle il peut y avoir un feutre appuyé sur la feuille, l'évaluation du taux d'évaporation en tiendra compte.

En partant des premières valeurs de température et d'humidité au début de la 1^{ière} partie du cycle (feuille en contact avec le cylindre) et en appliquant ces équations successivement d'élément en élément, nous trouverons les valeurs de température et d'humidité de la feuille à la fin de cette partie. Nous partirons de ces valeurs pour les calculs de la 2^{ième} partie du cycle (parcours libre).

3.3.1.2. 2^{ième} partie du cycle : parcours libre entre deux cylindres

3.3.1.2.1. Bilan thermique

Dans ce cycle, le transfert de chaleur sera différent, la feuille libérera beaucoup d'énergie sous forme d'évaporation d'eau. Elle libérera également de l'énergie par convection avec l'air environnant ¹. Le bilan d'énergie sera:

$$\begin{array}{llll}
 \text{énergie} & & \text{énergie perdue} & \text{énergie qui a servi} \\
 \text{dégagée par} & = & \text{dans le milieu} & + \text{à la vaporisation de} \\
 \text{l'élément} & & \text{environnant} & \text{l'eau évaporée} \\
 \\
 - C_p dT_p & = & 2 [h_{pa}(T_p - T_e)] dt & + \quad 2 \lambda E dt \quad [37]
 \end{array}$$

Nous appliquons un facteur de deux aux énergies dissipées car les deux côtés de la feuille sont exposés aux échanges. Nous supposons que la feuille possède des qualités identiques sur ses deux faces et que les milieux environnants sont identiques également. C'est ce qui nous permet de faire

¹ Si la température de la feuille est plus basse que celle de l'air environnant (comme au début de la sécherie) la feuille absorbera de l'énergie par convection.

cette approximation¹.

Comme dans le cas de la première partie du cycle, nous pouvons réorganiser l'équation pour obtenir le gradient de température correspondant à un intervalle de temps dt .

$$dT_p = \frac{-2 dt}{C_p} [h_{pa} (T_p - T_e) + \lambda E] \quad [38]$$

3.3.1.2.2. Bilan massique

Pour le bilan de masse, l'équation est identique à la première partie, sauf que le taux d'évaporation est multiplié par deux parce que les deux côtés de la feuille sont libres.

$$e_{dt} = 2 \frac{E}{B} dt \quad [39]$$

3.3.2. Evaluation du coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier (h_{cp})

Ce coefficient est fonction de plusieurs paramètres : l'épaisseur du film d'air, la qualité de cet air, la saleté ou la rouille, le type de papier, et son humidité.

¹ Il faut noter qu'il est déjà difficile de faire une approximation pour les diverses conditions avoisinant la feuille (T_e et p_a), il est peu probable qu'une approximation supplémentaire de chaque côté de la feuille améliore la précision du modèle.

Il serait très complexe de tenir compte de tous ces facteurs. Nous déterminerons cette valeur en fonction d'études faites par certains chercheurs. Le graphique de la figure 12 nous montre la relation entre h_{cp} et le contenu en humidité de la feuille (base sèche).

Les courbes de Bindis et Jender semblent représenter une moyenne assez juste pour poser les valeurs de départ. Dans le modèle nous ferons une étude de sensibilité pour des valeurs variant de plus ou moins 20% de la valeur déterminée.

3.3.3. Evaluation du coefficient d'échange thermique entre la feuille et l'air environnant (h_{pa})

Le coefficient d'échange thermique h_{pa} entre la feuille et l'air environnant est défini selon l'analogie de Colburn dans laquelle les paramètres dépendant de la température pour l'air peuvent être combinés pour donner:

$$h_{pa} = (6.48 - 0.0098 T_e) l^{-0.2} v^{0.8} \quad [40]$$

Où :

- T_e = température de l'air environnant, °C
- l = largeur de la feuille, m
- v = vitesse de l'air qui avoisine la feuille ou le feutre. Nous supposons l'air immobile par rapport au déplacement de la feuille, donc nous considérons la vitesse de l'air par rapport à la feuille égale à la vitesse de la machine, m/s
- h_{pa} = coefficient de transfert de chaleur entre la feuille et l'air, J / m² °C s

3.3.4. Taux d'évaporation sans feutre

Le taux d'évaporation E dépend de la qualité du transfert de masse et de chaleur. Si la température de la feuille est plus basse que la température de l'air, ce dernier fournit de l'énergie pour faire évaporer l'eau et augmenter la température de la feuille. Si aucune autre source ne réchauffe la feuille, le transfert de chaleur sera le suivant:

$$q_1 = h_{pa} (T_a - T_p) \quad [41]$$

Où:

- q_1 = flux thermique de l'air vers le papier, J/m²s
- h_{pa} = coefficient de transfert de chaleur du papier à l'air, J/m²°C s
- T_a = température de l'air (bulbe sec), °C
- T_p = température de l'eau à la surface de la feuille, °C

En même temps, une évaporation se produit, libérant une certaine quantité de chaleur proportionnelle aux taux d'évaporation, lequel est fonction d'un coefficient de diffusion et de la différence de pression de vapeur entre l'eau à la surface de la feuille et la vapeur d'eau contenue dans l'air.

$$E = K_{pa} (p_{sat} - p_a) \quad [42]$$

Où:

- E = taux d'évaporation, g_{eau} / m² s
- K_{pa} = coefficient de transfert de masse du papier à l'air, g / m² s kPa
- p_{sat} = pression de vapeur d'eau à saturation à la température de l'eau à la surface de la feuille, kPa
- p_a = pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air, kPa

L'énergie qui se dégage de l'évaporation dépend de la chaleur latente

de vaporisation de l'eau à sa température. Après un certain temps, un équilibre s'établit, il entre autant d'énergie dans la feuille par convection qu'il en sort par évaporation. Ce point est atteint lorsque la température de l'eau de la feuille est égale à la température de l'air à bulbe humide (T_w).

$$q_2 = \lambda E \quad [43]$$

$$q_1 = q_2 \quad [44]$$

$$\begin{aligned} h_{pa} (T_a - T_w) &= K_{pa} (p_{sat} - p_a) \\ h_{pa} (T_a - T_w) &= \lambda E = K_{pa} (p_{sat} - p_a) \end{aligned} \quad [45]$$

Dans le cas du séchage du papier c'est une source en contact avec la feuille qui fournit l'énergie nécessaire à l'évaporation. L'air captant toute l'énergie dissipée. Le coefficient de transfert de masse peut être obtenu par l'analogie de Chilton-Colburn pour une couche limite turbulente et peut être inséré dans l'équation du taux d'évaporation.

$$K_{pa} = 1.09 h_{pa} \quad [46]$$

$$E = 1.09 h_{pa} (p_{sat} - p_a) \quad [47]$$

3.3.5. Pression de saturation de l'eau (p_{sat})

Cette pression est facile à déterminer. A partir d'un "handbook" nous pouvons facilement obtenir une courbe ou un tableau. Cependant nous devons avoir un algorithme mathématique pour évaluer ce paramètre puisqu'il doit être calculé par l'ordinateur.

Quelques méthodes sont proposées dans Perry's (13) d'après les équations d'Antoine, Clapeyron, et Riedel. L'équation de Riedel est l'équation la plus appropriée pour notre application. Cette pression est proportionnelle à la température de l'eau. Nous supposons que la température de l'eau est la même que celle de la feuille.

$$\ln p_r^{\text{sat}} = A - B / T_r + C \ln T_r + D (T_r)^6$$

Où:

$$p_r^{\text{sat}} = \text{pression de vapeur réduite} = p_{\text{sat}} / p_c$$

$$T_r = \text{température réduite} = T / T_c$$

(p_c, T_c) = pression et température critiques

$$p_c = (218.4 \text{ atm} \times 101.315) = 22127.19 \text{ kPa}$$

$$T_c = (374.15 \text{ }^\circ\text{C} + 273.15) = 647.3 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$A = -35 Q$$

$$B = -36 Q$$

$$C = 42 Q + \alpha_c$$

$$D = -Q$$

$$Q = 0.0838 (3.758 - \alpha_c)$$

Et α_c est déterminé à partir d'un autre point de pression de vapeur connu (p_1^{sat}, T_1) . Le point d'ébullition par exemple.

$$\alpha_c = (0.315 \gamma_1 - \ln p_{1r}^{\text{sat}}) / (0.0838 \gamma_1 - \ln T_{1r})$$

Où:

$$p_{1r}^{\text{sat}} = p_1^{\text{sat}} / p_c$$

$$T_{1r} = T_1 / T_c$$

$$p_1^{\text{sat}} = 101.315 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 373.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\gamma_1 = -35 + 36 / T_{1r} + 42 \ln T_{1r} - (T_{1r})^6$$

Nous pouvons alors calculer p_{sat} à partir d'une température T donnée. Le graphique de la figure 13 nous montre les résultats de cet algorithme en comparaison avec des mesures expérimentales précises. La corrélation est très bonne.

3.3.6. Pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air (p_a)

Cette valeur est très difficile à évaluer car elle dépend du contenu d'humidité de l'air. Cette valeur n'étant pas facilement accessible, nous avons pris une valeur moyenne pour toute la sécherie. Il existe différentes méthodes pour évaluer p_a :

$$\text{HR} = 100 (p_a / p_{\text{sat}}) \quad [48]$$

$$p_a = p_{\text{sat}} \text{ HR} / 100 \quad [49]$$

Où: HR = humidité relative déterminée avec la température bulbe sec et humide et la charte psychrométrique
 p_{sat} = pression de saturation de l'eau à la température de l'air (bulbe sec)
 p_a = pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air

Si nous possédons les mesures de température bulbes sec et humide, nous pouvons calculer HR . Et nous pouvons calculer p_{sat} à partir des équations précédentes.

Il existe une autre équation qui permet de calculer p_a seulement à partir de l'humidité absolue et de la pression atmosphérique.

$$p_a = \frac{\phi P}{(M_w / M_a) + \phi} \quad [50]$$

Où:

P = pression totale = pression atmosphérique, si cette valeur n'est pas disponible, on prend 760 mmHg

ϕ = humidité absolue, masse d'eau / masse d'air sec

$$M_w / M_a = 0.622$$

M_w = masse moléculaire de l'eau = 18.016

M_a = masse moléculaire de l'air = 28.964

Le graphique de la figure 14 nous montre la relation entre l'humidité absolue et la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air. Nous avons posé $P = 760 \text{ mmHg (1 atm)}$.

Comme dans le premier cas, nous définissons ϕ à partir des températures à bulbe sec et humide moyennes de la sécherie.

3.3.7. Taux d'évaporation avec feutre

Si un feutre recouvre la feuille, le coefficient de transfert de chaleur du papier à l'air sera modifié, n'étant plus fonction seulement de la qualité du courant d'air. Nous pouvons l'évaluer à partir du coefficient de transfert de masse du papier au feutre, et du feutre à l'air. L'équation du taux d'évaporation s'écrit comme suit :

$$E = k_{pa} (P_{sat} - p_a) \quad [51]$$

Où:

$$\frac{1}{k_{pa}} = \frac{1}{k_{pf}} + \frac{1}{k_{fa}}$$

k_{pa} = coefficient de transfert de masse du papier à l'air,
(g / m² s dp)

k_{pf} = coef. de transfert de masse du papier au feutre

k_{fa} = coef. de transfert de masse du feutre à l'air

3.3.7.1. Evaluation du transfert de masse du feutre à l'air (k_{fa})

Le coefficient de transfert de masse du feutre à l'air s'évalue de la même façon que pour le transfert du papier à l'air sans feutre (voir équation 46), car il est dépend de la ventilation.

$$k_{fa} = 1.09 h_{pa} \quad [52]$$

3.3.7.2. Evaluation du transfert de masse du papier au feutre (k_{pf})

Le coefficient de transfert de masse du papier au feutre dépend des caractéristiques du feutre, principalement de sa porosité et de son épaisseur. Nous l'évaluons à partir de l'équation suivante:

$$k_{pf} = \frac{P_o D_G}{x_f}$$

Où:

P_o = porosité du feutre (volume de vide/volume total)

D_G = diffusivité de l'eau dans l'air, m²/s

x_f = épaisseur du feutre, m

3.3.7.2.1. Diffusivité (D_G)

La diffusivité de l'eau dans l'air est calculée selon Perry's (13).

$$D_G = \frac{BT^{3/2} \sqrt{(1/M_1) + (1/M_2)}}{P (r_{12})^2 I_D}$$

Où:

D_G = diffusivité, cm^2/s
 B = $(10.7 - 2.46 \sqrt{((1/M_1) + (1/M_2))}) \times 10^{-4}$
 T = température absolue de l'air, $^\circ\text{K}$
 M_1, M_2 = poids moléculaires des composants 1 et 2
 P = pression absolue, atm
 r_{12} = diamètre de collision, Armstrong
 I_D = intégrale de collision

3.3.7.2.2. Diamètre de collision (r_{12})

Le diamètre de collision est donné par l'équation suivante:

$$r_{12} = \frac{(r_0)_1 + (r_0)_2}{2}$$

Où:

$(r_0)_1$ = 3.617 Å
 $(r_0)_2$ = 2.655 Å

3.3.7.2.3. Intégrale de collision (I_D)

Nous déterminons cette valeur à partir du tableau 3. Où les valeurs de ϵ/k sont de 97 et 363 pour l'air et l'eau respectivement et $\epsilon_{12}/k = ((\epsilon_1/k) + (\epsilon_2/k))^{1/2}$.

3.3.8. Variation du taux d'évaporation en fonction du taux d'humidité

A un certain niveau d'humidité d'eau dans la feuille, l'évaporation se fera plus difficilement. Ce point est appelé taux d'humidité critique, et se situe à environ 40% sur une base sèche. Nous appliquons une correction au taux d'évaporation proportionnelle à l'humidité lorsqu'elle est plus basse que l'humidité critique.

$$E^* = E \frac{M}{M_{\text{critique}}} \quad \text{lorsque } M < M_{\text{critique}} \quad [53]$$

Où:

E^*	=	taux d'évaporation corrigé (taux décroissant)
E	=	taux d'évaporation à saturation (taux constant)
M	=	contenu d'humidité du papier, %
M_{critique}	=	contenu d'humidité critique, %

3.3.9. Programmation, LOTUS 1-2-3 vs Pascal

A partir des différentes équations, nous pouvons maintenant élaborer un programme informatique. Idéalement, nous aurions aimé jumeler les deux modèles dans le même programme informatique. Cependant, dans le cadre de cette étude, nous avons dû nous limiter à faire une analyse qualitative plutôt que quantitative, ainsi qu'une analyse de sensibilité effectuée sur certains paramètres du modèle. Par la suite, d'autres travaux pourront être effectués pour valider de façon quantitative le modèle, et y apporter des modifications si nécessaire. Et après cela, les deux modèles pourraient être jumelés et interréagir l'un avec l'autre. Le modèle global pourra

transmettre certains facteurs d'ajustements calculés à partir de l'écart des taux d'évaporation de la machine versus les moyennes de l'industrie. Cette partie seule pourrait faire l'objet d'une étude approfondie. Etant donné l'étendue du sujet, nous nous limiterons donc aux analyses citées ci-haut.

Pour des raisons de simplicité, la programmation sera faite en LOTUS 1-2-3. De plus il sera beaucoup plus facile d'apporter des modifications lors de la période ultérieure de validation.

3.3.9.1.) Analyse qualitative des résultats

A partir du chiffrier LOTUS 1-2-3 et des différentes équations décrites plus haut, nous pourrions obtenir une série de courbes concernant la qualité (allure) du séchage. Ces figures portent les numéros de 37 à 68 et sont présentées en annexe.

- Figure 37 Température de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).
- Figure 38 Température de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (2 valeurs par cylindre).
- Figure 39 Température moyenne de la feuille pour chaque section correspondant à un cylindre le long de son parcours dans la sécherie.
- Figure 40 Humidité (base sèche) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).
- Figure 41 Humidité (base sèche) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (2 valeurs par cylindre).
- Figure 42 Humidité (base humide) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).
- Figure 43 Taux d'évaporation moyen ($\text{g eau/m}^2\text{s}$) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction de l'humidité à la fin de chaque cycle correspondant à chaque cylindre.
- Figure 44 Taux d'évaporation moyen ($\text{g eau/m}^2\text{s}$) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 45 Taux d'évaporation moyen ($\text{g eau/m}^2\text{s}$) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.

- Figure 46 Taux d'évaporation moyen ($\text{g eau/m}^2\text{s}$) pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 47 Evaporation totale (g eau/m^2) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 48 Evaporation totale en pourcentage $\%(\text{g eau/m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 49 Evaporation totale (cylindre et parcours libre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.
- Figure 50 Evaporation (g eau/m^2) pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 51 Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau/m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 52 Evaporation (parcours libre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.
- Figure 53 Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau})$ par rapport à toute la sécherie pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 54 Evaporation (g eau/m^2) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 55 Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau/m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 56 Evaporation (cylindre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.
- Figure 57 Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau})$ par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 58 Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise du cylindre au papier pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 59 Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise de l'air au papier par convection (soit directement au papier, ou au travers du feutre) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 60 Chaleur totale moyenne (J/m^2) perdue par évaporation pour chaque contact de cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 61 Chaleur totale moyenne (J/m^2) libérée par l'évaporation dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 62 Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise du papier à l'air dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 63 Total des pertes de chaleur moyenne (J/m^2) dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.
- Figure 64 Chaleur totale moyenne nette (J/m^2) qui reste dans la feuille à la fin de chaque cycle (fin du parcours libre) en fonction du no du cylindre.
- Figure 65 Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(\text{J/m}^2)$ qui reste dans la feuille par rapport à toute la sécherie en fonction du no du cylindre.
- Figure 66 Chaleur totale moyenne nette transmise au papier (J/m^2) au contact du cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 67 Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(\text{J/m}^2)$ transmise au papier au contact du cylindre en fonction du no du cylindre.
- Figure 68 Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(\text{J/m}^2)$ perdu dans le

parcours libre en fonction du no du cylindre.

Les paramètres qui serviront à alimenter le modèle seront pris à partir d'une machine existante, donc nous devons nous rapprocher quantitativement des valeurs réelles d'entrée et de sortie¹. Et, en comparaison avec la théorie, nous chercherons à nous rapprocher qualitativement des comportements normaux du séchage du papier: cycles de séchage, phases de séchage, siccités, taux d'évaporations, etc. Nous ferons les ajustements nécessaires avec certains coefficients de transfert de chaleur et températures.

3.3.9.2. Analyse de sensibilité

Après avoir ajusté certains paramètres, lorsque nous aurons atteint un comportement satisfaisant qualitativement, nous pourrons faire une analyse de sensibilité. Nous ferons varier la valeur de certains coefficients et paramètres pour tenter de déterminer l'importance de leur influence sur le modèle. Cela dans le but de définir l'orientation des études futures.

¹ Nous nous limitons seulement à ces valeurs au niveau quantitatif. Les autres valeurs pouvant faire l'objet d'autres études.

3.4. Prise des mesures en industrie

Pour valider les deux modèles que nous avons développés, nous avons pris des mesures sur une machine à carton. Nous avons choisi cette machine pour deux raisons: son accessibilité, et parce que le modèle sur lequel nous avons basé notre travail a été également effectué par rapport à une machine à carton. La validation est fonction de la qualité et de la quantité de mesures que nous pouvions prendre. Nous avons pris le plus de mesures possibles sur la sécherie. La démarche consistait à définir les bilans de masse et d'énergie pour toute la sécherie, de définir les mesures que nous pouvions prendre pour compléter ces bilans, et de calculer les variables non mesurables du bilan à partir des mesures effectuées.

3.4.1. Bilan massique

Nous faisons d'abord un bilan massique pour lequel nous considérons trois constituants: matière solide, l'air (sec), et l'eau (sous forme liquide ou de vapeur).

Le schéma de la figure 15 nous montre les différents transferts de matière qui se produisent dans la sécherie.

Il est à noter que la presse encolleuse (BTG) est à l'air libre, nous ne pouvons donc pas mesurer les transferts d'eau dans l'air directement. Alors, la variable de l'air ne fera pas partie de la balance de masse dans

cette section puisqu'elle ne peut pas être mesurée. La quantité d'eau évaporée dans l'air ($ME_{e_{btg}}$) sera déduite des autres valeurs connues.

Dans les deux hottes, nous avons repéré des fuites de vapeur ($*v_1$ et $*v_2$). Ces valeurs ne sont pas mesurables. Nous devons donc les approximer.

Nous ne tenons pas compte du transfert de masse dû à la vapeur et au condensat puisqu'il constitue un circuit tout à fait séparé de celui de l'eau évaporée du carton. Cependant, au niveau du bilan d'énergie il sera très important.

3.4.1.1. Symbolisation des variables

3.4.1.1.1. Nomenclature

$*_{indice}$:	Masse d'air humide / heure = $MA_{indice} + ME_{indice}$
MA_{indice}	:	Masse d'air sec / heure
ME_{indice}	:	Masse d'eau / heure
MS_{indice}	:	Masse de solide (fibre, charge, liant, etc.) / heure

3.4.1.1.2. Feuille

ME_{f1}	:	Masse d'eau dans la feuille à l'entrée de la 1 ^{ère} Hotte
MS_{f1}	:	Masse de solide dans la feuille à l'entrée de la 1 ^{ère} Hotte
ME_{f2}	:	Masse d'eau dans la feuille à la sortie de la 1 ^{ère} Hotte
MS_{f2}	:	Masse de solide dans la feuille à la sortie de la 1 ^{ère} Hotte
ME_{f3}	:	Masse d'eau dans la feuille à l'entrée de la 2 ^{ème} Hotte
MS_{f3}	:	Masse de solide dans la feuille à l'entrée de la 2 ^{ème} Hotte
ME_{f4}	:	Masse d'eau dans la feuille à la sortie de la 2 ^{ème} Hotte
MS_{f4}	:	Masse de solide dans la feuille à la sortie de la 2 ^{ème} Hotte
$ME_{a_{btg}}$:	Masse d'eau ajoutée directement par le BTG
$ME_{e_{btg}}$:	Masse d'eau évaporée au BTG (perdue dans l'air ambiant de l'usine)
MS_{btg}	:	Masse de solide ajouté par le BTG (amidon à x % d'humidité)

3.4.1.1.3. Air

* _{i1}	:	Air infiltré dans la hotte # 1
* _{i2}	:	Air infiltré dans la hotte # 2
* _{s1}	:	Air de sortie de la hotte # 1 (cheminées 1,2 et 3)
* _{s2}	:	Air de sortie de la hotte # 2 (cheminée 4)
* _{h1}	:	Air pris de la hotte # 1 pour alimenter le brûleur # 1
* _{h2}	:	Air pris de la hotte # 1 pour alimenter le brûleur # 2
* _{m1}	:	Air pris de la mezzanine pour alimenter le brûleur # 1
* _{m2}	:	Air pris de la mezzanine pour alimenter le brûleur # 2
* _{t1}	:	Air total qui alimente le brûleur # 1
* _{t2}	:	Air total qui alimente le brûleur # 2
* _{c1}	:	Air après la combustion du brûleur # 1
* _{c2}	:	Air après la combustion du brûleur # 2
* _{pv1}	:	Air qui alimente les boîtes de P.V. dans la hotte # 1 (ce qui représente la totalité de * _{c1} et une partie de * _{c2})
* _{pv2}	:	Air qui alimente les boîtes de P.V. dans la hotte # 2 (ce qui représente l'autre partie de * _{c2})

3.4.1.1.4. Autres

* _{v1}	:	Pertes de vapeur directe dans la hotte # 1
* _{v2}	:	Pertes de vapeur directe dans la hotte # 2
Gaz ₁	:	Masse de gaz consommé dans le brûleur # 1
Gaz ₂	:	Masse de gaz consommé dans le brûleur # 2

3.4.1.2. Evaluation des variables

Certaines valeurs du bilan sont disponibles directement par des lectures, ex: températures, siccités, grammage, vitesse, etc. D'autres valeurs seront calculées à partir de mesures de tube de Pitot jumelées avec les températures bulbes sec et humide, qui nous donnent plusieurs caractéristiques de l'air: ϕ_{indice} (humidité absolue de l'air en kg eau / kg air sec), H_{indice} (enthalpie de l'air en kJ / kg air sec), Vs_{indice} (volume spécifique de l'air en m³ d'air humide/kg air sec), Dv_{indice} (débit volumique en m³ d'air humide/minute), et Dm_{indice} (débit massique en kg air sec/minute).

Les calculs détaillés relatifs au bilan massique seront traités un peu plus loin dans ce chapitre. Cependant nous pouvons représenter les différentes étapes de calcul de la façon suivante

$$\begin{aligned}
 &^*_{t1} , \Phi_{m1} , \Phi_{h1} \quad \text{====>} \quad ^*_{m1} , ^*_{h1} \\
 &^*_{t2} , \Phi_{m2} , \Phi_{h2} \quad \text{====>} \quad ^*_{m2} , ^*_{h2} \\
 &^*_{t1} , T^{\circ}_{c1} \quad \text{====>} \quad \text{Gaz}_1 , ^*_{c1} \\
 &^*_{t2} , T^{\circ}_{c2} \quad \text{====>} \quad \text{Gaz}_2 , ^*_{c2} \\
 &^*_{c1} , ^*_{c2} \quad \text{====>} \quad ^*_{pvh1} \\
 &^*_{c2} \quad \text{====>} \quad ^*_{pvh2} \\
 &^*_{pvh1} , ^*_{h1} , ^*_{h2} , ^*_{s1} \quad \text{====>} \quad ^*_{i1} \\
 &^*_{pvh2} , ^*_{s2} \quad \text{====>} \quad ^*_{i2} \\
 &ME_{f1} , \Sigma^*_{\text{hotte \#1}} \quad \text{====>} \quad ME_{f2} \\
 &ME_{f4} , \Sigma^*_{\text{hotte \#2}} \quad \text{====>} \quad ME_{f3} \\
 &ME_{f2} , ME_{f3} \quad \text{====>} \quad MEa_{btg} - MEE_{btg}
 \end{aligned}$$

Il est très difficile de connaître la quantité d'eau évaporée au BTG (MEE_{btg}), et on ne peut pas la mesurer. On peut la déduire de $ME_{f3} - ME_{f2}$ et de la quantité d'eau ajoutée par l'amidon (MEa_{btg}), mais cette valeur est également difficile à évaluer. Peu importe, car dans notre cas il n'est pas très important de connaître ces valeurs, nous considérerons simplement une certaine quantité d'eau ajoutée comme étant la différence de la masse d'eau avant et après le BTG ($MEa_{btg} - MEE_{btg} = ME_{f3} - ME_{f2}$).

3.4.2. Bilan énergétique

Le bilan énergétique quand à lui, est beaucoup plus difficile à déterminer, car nous n'avons pas la possibilité de mesurer directement les débits de vapeur et de condensat relatifs exclusivement aux cylindres sécheurs. Ces valeurs seront donc déterminées par bilan en fonction des autres quantités d'énergie connues. Le schéma de la figure 16 nous montre les différentes variables impliquées dans ce transfert.

3.4.2.1. Définition des variables

3.4.2.1.1. Feuille

W_{f1}	:	Energie contenue dans la feuille à l'entrée de la 1 ^{ière} hotte
W_{f2}	:	Energie contenue dans la feuille à la sortie de la 1 ^{ière} hotte
W_{f3}	:	Energie contenue dans la feuille à l'entrée de la 2 ^{ième} hotte
W_{f4}	:	Energie contenue dans la feuille à la sortie de la 2 ^{ième} hotte

3.4.2.1.2. Vapeur

W_{vap1}	:	Energie de la vapeur d'alimentation des rouleaux de la 1 ^{ière} hotte
W_{vap2}	:	Energie de la vapeur d'alimentation des rouleaux de la 2 ^{ième} hotte
W_{cond1}	:	Energie du condensat évacué des rouleaux de la 1 ^{ière} hotte
W_{cond2}	:	Energie du condensat évacué des rouleaux de la 2 ^{ième} hotte

3.4.2.1.3. Air

W_{pvh1}	:	Energie de l'air d'alimentation des P.V. dans la 1 ^{ière} hotte
W_{pvh2}	:	Energie de l'air d'alimentation des P.V. dans la 2 ^{ième} hotte
W_{i1}	:	Energie de l'air d'infiltration dans la 1 ^{ière} hotte
W_{i2}	:	Energie de l'air d'infiltration dans la 2 ^{ième} hotte

W_{h1}	:	Energie de l'air pris de la 1 ^{ière} hotte pour alimenter le brûleur #1
W_{h2}	:	Energie de l'air pris de la 1 ^{ière} hotte pour alimenter le brûleur #2
W_{s1}	:	Energie de l'air d'évacuation de la 1 ^{ière} hotte (cheminées 1,2,3)
W_{s2}	:	Energie de l'air d'évacuation de la 2 ^{ième} hotte (cheminée 4)

3.4.2.1.4. B T G

$W_{a_{btg}}$:	Energie de l'amidon ajouté par le BTG.
$W_{e_{btg}}$:	Energie perdue dans l'air par évaporation au BTG

3.4.2.1.5. Fuites

W_{v1}	:	Energie des fuites de vapeur dans la 1 ^{ière} hotte
W_{v2}	:	Energie des fuites de vapeur dans la 2 ^{ième} hotte

3.4.2.2. Evaluation des variables

Nous pouvons calculer la majorité de ces énergies à partir des masses obtenues du premier bilan.

$$ME_{f1-4} , MS_{f1-4} \quad \text{====>} \quad W_{f1-4}$$

$$*_{\text{indice}} , T^{\circ} (\text{sec, hum.}) \quad \text{====>} \quad W_{\text{indice}} \text{ correspondant}$$

Nous déterminons alors les quantités d'énergie de vapeur et de condensat par bilan thermique.

$$W_{\text{feuille}} , W_{\text{air}} , W_{\text{pertes}} \quad \text{====>} \quad W_{\text{vapeur}} - W_{\text{condensat}}$$

Nous ne tiendrons pas compte de l'énergie autour du BTG puisqu'il peut être isolé du bilan des deux hottes, car on connaît la quantité d'énergie

avant et après lui (par la masse de papier et d'eau et leur chaleur spécifique respectives). Il n'est donc pas nécessaire dans le calcul de consommation de vapeur. Et, à partir de la valeur calculée de l'énergie fournie par la vapeur ainsi que la pression moyenne d'alimentation de vapeur nous pouvons déterminer le débit massique approximatif de vapeur. Nous ajoutons 15% de vapeur de balayage.

$$(W_{\text{vap}} , W_{\text{cond}} , P_{\text{moyenne}} \text{ et table de vapeur } ==> M_{\text{vapeur}}) * 1.15$$

3.4.3. Détermination de la prise des mesures

La série de mesures nécessaires pour réaliser les deux bilans, décrit plus haut, dépend des appareils de mesure que nous possédons sur la machine et de l'accessibilité physique pour prendre d'autres mesures à l'aide d'appareils portatifs.

Il est clair que si nous pouvions mesurer expérimentalement toutes les variables des bilans nous devrions parvenir à balancer le système et nous vérifier avec une marge d'erreur raisonnable. Dans notre cas nous ne pouvons pas faire une balance expérimentale complète (simplement par mesure), car certaines variables ne sont pas mesurables. Entre autres, il n'est pas possible de mesurer l'humidité de la feuille à la sortie de la première hotte et à l'entrée de la deuxième hotte; ces variables seront déduites des autres. Et même pour ce cas nous devrons estimer des valeurs pour les pertes de vapeur dans les hottes puisqu'il est impossible de les mesurer. En ce qui concerne la balance énergétique nous avons une seule inconnue qui est

l'énergie fournie par la vapeur ($W_{\text{vapeur}} - W_{\text{condensat}}$). Nous ne pouvons pas mesurer les débits massiques de cette vapeur et de son condensat. Cette valeur est donc déterminée à partir des autres variables d'énergie connues. Et finalement, à partir de l'énergie fournie nous calculons le débit massique de vapeur à partir de ses valeurs enthalpiques.

La photo de la figure 17 nous montre les principaux appareils utilisés lors de l'expérience. Nous pouvons voir un tube de Pitot de cinq pieds (nous ne voyons que l'extrémité); nous avons également un autre tube de trois pieds qui n'est pas montré sur la photo. Nous pouvons voir également deux manomètres, qui peuvent lire un différentiel de pression de 1 pouce et 10 pouces d'eau respectivement. Nous voyons aussi des thermomètres à bulbes secs et à bulbes humides ainsi qu'un pistolet à rayonnement infrarouge pour mesurer (à distance) la température de différents objets.

A l'aide de ces appareils et des instruments de mesure installés sur la machine, nous avons effectué les relevés de mesures qui ont servi à faire les calculs. Le rapport interne "Etude d'efficacité des P.V. chez CASCADES (Jonquière)" décrit de façon très précise la prise des mesures et le fonctionnement des appareils. A partir de ces mesures, nous pouvons maintenant exécuter les calculs des bilans de masse et d'énergie.

3.4.4. Procédure détaillée des calculs

Dans cette partie nous verrons de quelle façon nous sommes parvenus à boucler les bilans. Les différentes étapes sont définies par ordre

successif, nécessitant certains calculs dépendants de d'autres.

3.4.4.1. Calcul des débits d'air sec dans les cheminées extérieures

$$M = \text{Moyenne des lectures de Pitot } ((\Sigma \sqrt{P})/n), \quad P \text{ en kPa} \quad [54]$$

$$T.S. = \text{Température sèche, } ^\circ\text{C} \quad [55]$$

$$T.H. = \text{Température humide, } ^\circ\text{C} \quad [56]$$

$$S = \text{Surface transversale, } m^2 \quad [57]$$

A partir de la T° à bulbe sec, de la T° à bulbe humide et la charte psychrométrique (ou formules), nous déterminons

$$\Phi = \text{Humidité absolue, } kg \text{ eau} / kg \text{ air sec}$$

$$H = \text{Enthalpie de l'air, } kJ / kg \text{ air sec}$$

$$V_s = \text{Volume spécifique, } m^3 / kg \text{ air sec}$$

$$\delta = \text{Densité de l'air humide} = (1+\Phi)/V_s, \quad kg \text{ air hum.} / m^3 \quad [58]$$

$$v = \text{Vélocité de l'air, } m / min \quad [59]$$

Et :

$$D_v = \text{Débit volumique} = S * v, \quad m^3 \text{ air hum} / min \quad [60]$$

$$D_m = \text{Débit massique} = D_v / V_s, \quad kg \text{ air sec} / min \quad [61]$$

3.4.4.2. Calcul des débits d'air qui alimentent les brûleurs ($*_{t1}, *_{t2}$)

Les calculs se font de façon identique à l'étape 3.4.4.1.

T.S, T.H., M, S, et charte psychrométrique

=====> $\Phi, H, V_s, \delta, v, D_v$, et D_m

Les masses d'air et d'eau peuvent être calculées comme suit:

$$MA = Dm (60 \text{ min/hre}), \quad \text{kg air sec / hre} \quad [62]$$

$$ME = MA \Phi, \quad \text{kg eau / hre} \quad [63]$$

3.4.4.3. Calcul des débits d'eau des cheminées intérieures No 1,2,et 3

Nous connaissons déjà le débit d'air sec dans ces cheminées, qui est le même que celui de la cheminée extérieure (section 3.4.4.1.), et nous pouvons mesurer les températures sèche et humide de la cheminée intérieure:

$$MA_{\text{ch int.}} = Dm_{\text{ch ext.}}, \quad \text{kg air sec / hre} \quad [64]$$

A partir des mesures T.S. et T.H. des cheminées intérieures, nous pouvons calculer les qualités de l'air, $\Phi_{\text{int.}}$ entre autres.

Et:

$$ME_{\text{ch int.}} = MA_{\text{ch int.}} \Phi_{\text{int.}}, \quad \text{kg eau / hre} \quad [65]$$

3.4.4.4. Calcul du débit d'eau de la cheminée intérieure No 4

Dans le cas de cette cheminée, nous prenons les valeurs prises à l'extérieur, car il n'y a pas d'économiseur raccordé sur cette cheminée.

3.4.4.5. Masse totale d'air et d'eau évacuée de la hotte No 1 (\star_{s1})

$$MA_{s1} = MA_{\text{ch1}} + MA_{\text{ch2}} + MA_{\text{ch3}}, \quad \text{kg air sec / hre} \quad [66]$$

$$ME_{s1} = ME_{ch1} + ME_{ch2} + ME_{ch3} , \text{ kg eau / hre} \quad [67]$$

3.4.4.6. Masse totale d'air et d'eau évacuée de la hotte Nc 2 (*_{s2})

Il n'y a qu'une seule cheminée qui évacue l'air de la deuxième hotte (la cheminée No 4). Et cette cheminée ne possède aucun échangeur, donc les mesures prises à l'extérieur nous donnent tous les renseignements nécessaires.

$$MA_{s2} = MA_{ch4} = Dm_{ch4 \text{ ext.}} , \text{ kg air sec / hre} \quad [68]$$

$$ME_{s2} = ME_{ch4} = MA_{ch4} \Phi_{ch4} , \text{ kg eau / hre} \quad [69]$$

3.4.4.7. Calcul des airs du mélange qui alimentent les brûleurs:

Rappel : MA représente la masse d'air sec

ME représente la masse d'eau contenue dans l'air

Φ est l'humidité absolue en kg eau / kg air sec

l'indice "m" représente l'air qui provient de la mezzanine et qui entre dans la boîte de mélange pour alimenter le brûleur No 1.

l'indice "h" représente l'air de recirculation qui provient de la hotte No 1 et qui est mélangé avec l'air de la mezzanine pour alimenter le brûleur No 1.

Nous symbolisons la boîte de mélange avec les différentes variables comme illustré à la figure 18. Nous nous retrouvons alors avec un système à deux équations et deux inconnues.

total de l'eau :

$$ME_h + ME_m = ME_t \quad [70]$$

$$MA_h \phi_h + MA_m \phi_m = MA_t \phi_t \quad [71]$$

$$\text{total de l'air : } MA_h + MA_m = MA_t \quad [72]$$

de l'étape 3.4.4.2 nous obtenons ϕ_t : ϕ_t , MA_t , ME_t

de l'air de recirculation de la hotte ϕ_h :

Nous avons mesuré T.S. et T.H., et nous déterminons les paramètres suivants: ϕ_h , H_h , Vs_h

De l'air de la mezzanine ϕ_m :

Nous avons pris des lectures de températures T.S et T.H. en deux endroits, vis-à-vis chaque grille d'entrée d'air de la boîte de mélange, et nous supposons qu'il entre la même quantité d'air des deux côtés. Nous faisons alors une moyenne, et déterminons ϕ_m , H_m , Vs_m de la charte psychrométrique.

Nous pouvons maintenant résoudre le système d'équations en insérant l'équation [71] dans l'équation [72].

$$MA_h \Phi_h + (MA_t - MA_h) \Phi_m = MA_t \Phi_t \quad [73]$$

$$MA_h (\Phi_h - \Phi_m) + MA_t \Phi_m = MA_t \Phi_t \quad [74]$$

$$MA_h = MA_t (\Phi_t - \Phi_m) / (\Phi_h - \Phi_m) \quad [75]$$

$$\text{Et : } MA_m = MA_t - MA_h$$

$$ME_h = MA_h \Phi_h$$

$$ME_m = MA_m \Phi_m$$

3.4.4.8. Consommation de gaz dans les brûleurs et détermination de $*_{c1}$

Nous trouverons la valeur de $*_c$ par itération, nous supposons d'abord que l'humidité absolue est la même que celle de l'air avant la combustion ($*_t$).

Par la valeur de température du thermocouple (qui nous donne la mesure bulbe sec) après la combustion, nous pouvons déterminer l'énergie dépensée pour produire l'augmentation de température. De cette énergie nous pouvons calculer la quantité de gaz nécessaire à cette combustion. De cette quantité nous calculons l'humidité ajoutée dans l'air ($*_c$) par le produit de combustion.

Et nous recommençons le calcul jusqu'à ce qu'il n'y ait qu'un faible écart entre les variables d'itérations. Nous pouvons schématiser la combustion par la figure 19.

De x_t nous connaissons T.S., T.H., H_t , Φ_t , MA_t , ME_t

De x_c nous connaissons T.S. (lecture du thermocouple), et MA_c qui est égale à MA_t (ne change pas après la combustion).

1^{ière} itération, nous posons : $\Phi_c = \Phi_t$ [76]

$$ME_c = ME_t \quad [77]$$

De la charte psychrométrique on détermine H_c à partir de T.S._c et Φ_c .

Nous pouvons maintenant calculer le gain d'énergie fournie par la combustion : $MA (H_c - H_t) = \text{kJ / hre fourni}^1$.

[78]

La combustion ajoute une certaine quantité d'eau dans l'air, environ 200 kg d'eau par million de kJ dégagé.

$$\begin{aligned} \text{eau ajoutée} &= (\text{nbr de kJ/hre fourni}) (200 \text{ kg eau} / 1,000,000 \text{ kJ}) \\ &= \text{kg eau / hre} \end{aligned}$$

[79]

Nous trouvons alors une nouvelle valeur pour Φ_c :

$$\Phi_c = (ME_c) / MA_c \quad [80]$$

$$\Phi_c = (ME_t + \text{eau ajoutée}) / MA_c \quad [81]$$

¹ De cette valeur d'énergie nous pouvons calculer la consommation de gaz. Selon Perry & Green (13) un m³ de gaz libère 37 265 kJ lorsqu'il y a suffisamment d'oxygène pour assurer la combustion, dans notre cas nous fonctionnons avec un grand surplus. Donc cette relation s'applique.

Nous comparons cette valeur d'humidité absolue avec celle posée au début, et si nous trouvons un écart important (plus grand que 1%), nous faisons une deuxième itération en partant de la nouvelle valeur de H_c . Et ainsi de suite.

3.4.4.9. Airs qui alimentent les P.V. des hottes ($*_{pvh1}$ et 2)

$*_{pvh1} = *_{c1} +$ une fraction de $*_{c2}$, car tout l'air qui provient du brûleur No 1 alimente les P.V. de la hotte No 1 et une partie de l'air du brûleur No 2 alimente 24 P.V. de la hotte No 1 et 4 P.V. de la hotte No 2. Nous considérons que la répartition de l'air dans les conduits de chaque P.V. est égale. La fraction de $*_{c2}$ sera donc en proportion (24/28).

$$MA_{pv1} = MA_{c1} + (24/28) MA_{c2} \quad [82]$$

$$ME_{pv1} = ME_{c1} + (24/28) ME_{c2} \quad [83]$$

L'air qui alimente les P.V. de la deuxième hotte est donc la balance de $*_{c2}$, soit le 4/28.

$$MA_{pv2} = (4/28) MA_{c2} \quad [84]$$

$$ME_{pv2} = (4/28) ME_{c2} \quad [85]$$

3.4.4.10. Air d'infiltration dans la hotte No 1 ($*_{i1}$)

Maintenant que nous connaissons tous les débits d'air autour de la hotte sauf celui de l'air d'infiltration, nous déduisons par balance:

$$MA_{i1} = MA_{s1} + MA_{h1} + MA_{h2} - MA_{pvh1} \quad [86]$$

Nous avons effectué quatre mesures de température (bulbes sec et humide) autour de la hotte et fait une moyenne pour déterminer l'humidité de l'air. Nous déterminons ensuite ϕ_{i1} , H_{i1} , et Vs_{i1} d'une charte psychrométrique ou d'équations mathématiques.

$$\text{Et : } ME_{i1} = MA_{i1} \phi_{i1} \quad [87]$$

3.4.4.11. Air d'infiltration dans la hotte No 2. (\star_{i2})

La procédure est semblable à celle de l'étape précédente.

$$MA_{i2} = MA_{s2} - MA_{pvh2} \quad [88]$$

On trouve ϕ_{i2} à partir d'une moyenne de lecture de températures. Et on

$$\text{trouve : } ME_{i2} = MA_{i2} \phi_{i2} \quad [89]$$

3.4.4.12. Quantité d'eau dans la feuille à l'entrée de la hotte No 1. (ME_{f1}) :

A partir de plusieurs lectures fournies par l'appareillage MEASUREX nous pouvons déterminer le débit de masse de solide.

Grammage à 6% d'humidité à la sortie de la 2^{ème} hotte. On peut donc calculer le poids sec de la feuille (MS_{f4} , # de solide/hre)

On suppose que l'ajout de solide par l'application d'amidon est négligeable par rapport à la masse de solide dans la feuille et également parce que l'amidon est en grande partie constitué d'eau. Nous considérerons donc la masse de solide égale en tout point de la sécherie.

$$MS_{f1} = MS_{f2} = MS_{f3} = MS_{f4} \quad [90]$$

A 60% d'humidité (lecture du MEASUREX) à l'entrée de la 1^{ière} hotte on aura :

$$(ME_{f1}) / (MS_{f1} + ME_{f1}) = 0.6 \quad [91]$$

et on calcule ME_{f1}

3.4.4.13. Quantité d'eau dans la feuille à la sortie de la hotte No 1. (ME_{f2}) :

Pour faire la bilan de masse autour de la hotte No 1, nous avons toutes les variables sauf ME_{f2} et ME_{v1} (fuites de vapeur dans la hotte, que nous définirons arbitrairement ¹). Dans l'équation nous ne ferons pas intervenir les masses de solide puisqu'elles s'annulent ($MS_{f1} = MS_{f2}$). Donc:

$$ME_{f2} = ME_{f1} + ME_{i1} + ME_{pvh1} + ME_{v1} - ME_{h1} - ME_{h2} - ME_{s1} \quad [92]$$

3.4.4.14. Quantité d'eau dans la feuille à la sortie de la 2^{ième} hotte (ME_{f4})

A cet endroit le MEASUREX nous donne une lecture de 6% d'humidité dans la feuille, Donc :

$$0.06 = \frac{ME_{f4}}{ME_{f4} + MS_{f4}} \quad [93]$$

et on calcul ME_{f4}

¹ Nous fixons donc arbitrairement la valeur de ces fuites puisqu'il n'y a aucun moyen de les mesurer. Nous la fixerons à une valeur constante pour toutes les expérimentations relatives à la procédure de test de façon à conserver les mêmes marges d'erreurs relatives à cet approximation. L'ordre de grandeur de cette valeur par rapport à l'eau extraite de la hotte est d'environ 2%.

3.4.4.15. Quantité d'eau dans la feuille à l'entrée de la deuxième hotte
(ME_{f3}) :

Nous déterminons cette valeur par bilan massique.

$$ME_{f3} = ME_{f4} + ME_{s2} - ME_{pvh2} - ME_{i2} - ME_{v1} \quad [94]$$

Nous fixons ME_{v2} à 1/10 de la valeur de ME_{v1} (soit environ la proportion par rapport à la grandeur des hottes).

3.4.4.16. Quantité d'eau ajoutée par le BTG (MEa_{btg}) :

On peut la calculer de deux façons. La première, par simple bilan à partir des valeurs que nous avons calculées précédemment. La deuxième, selon les spécifications d'ajustement du BTG. Cette dernière valeur devrait nous donner environ le même résultat. Elle nous permettra de vérifier le bilan global.

1^{ière} : l'eau ajoutée au BTG - l'eau évaporée dans l'air = l'eau contenue dans la feuille à la sortie du BTG - l'eau contenue dans la feuille à l'entrée du BTG. Nous supposons que l'eau évaporée dans l'air est négligeable.

$$MEa_{btg} - MEe_{btg} = ME_{f3} - ME_{f2} \quad [95]$$

2^{ième} : Selon les ajustements, le BTG doit appliquer environ 4 gr d'amidon par m² sur chaque face de la feuille de carton. Selon la vitesse de la machine, nous savons qu'il passe x m² de surface de feuille de carton par heure. Donc:

$$MEa_{\text{amidon}} = 2 (4 \text{ gr/m}^2) (\text{surface en m}^2 / \text{hre}) \quad [96]$$

3.4.4.17. Energie contenue dans l'air pour toute la sécherie :

A partir des valeurs calculées plus haut, nous pouvons calculer l'énergie associée à chaque débit d'air ou de matière.

3.4.4.17.1. Sortie totale de la hotte No 1 :

$$W_{s1} = MA_{ch1} H_{ch1} + MA_{ch2} H_{ch2} + MA_{ch3} H_{ch2} \quad [97]$$

3.4.4.17.2. Sortie totale de la hotte No 2 :

$$W_{s2} = MA_{ch4} H_{ch4} \quad [98]$$

3.4.4.17.3. Alimentation d'air des P.V. de la hotte No 1 :

$$W_{pvh1} = MA_{c1} H_{c1} + (24/28) MA_{c2} H_{c2} \quad [99]$$

3.4.4.17.4. Alimentation d'air des P.V. de la hotte No 2 :

$$W_{pvh2} = (4/28) MA_{c2} H_{c2} \quad [100]$$

3.4.4.17.5. Air de recirculation qui alimente le brûleur No 1 :

$$W_{h1} = MA_{h1} H_{h1} \quad [101]$$

3.4.4.17.6. Air de recirculation qui alimente le brûleur No 2 :

$$W_{h2} = MA_{h2} H_{h2} \quad [102]$$

3.4.4.17.7. Air d'infiltration dans la hotte No 1 :

$$W_{i1} = MA_{i1} H_{i1} \quad [103]$$

3.4.4.17.8. Air d'infiltration dans la hotte No 2 :

$$W_{i2} = MA_{i2} H_{i2} \quad [104]$$

3.4.4.18. Energie introduite par les pertes de vapeur dans les hottes :

Nous calculons l'enthalpie de vapeur moyenne, et ensuite nous multiplions par le nombre de livres de fuites de vapeur dans les hottes (M_{v1} et M_{v2}).

3.4.4.19. Energie contenue dans la feuille de papier :

Nous déterminons ces valeurs par les Cp de la fibre et de l'eau et les débits massiques. Il faut également connaître la température de la feuille à l'entrée et à la sortie de chaque hotte.

3.4.4.19.1. A l'entrée de la première hotte :

$$W_{f1} = T_{f1} (ME_{f1} Cp_{eau} + MS_{f1} Cp_{fibre}) \quad [105]$$

3.4.4.19.2. A la sortie de la première hotte :

$$W_{f2} = T_{f2} (ME_{f2} Cp_{eau} + MS_{f2} Cp_{fibre}) \quad [106]$$

3.4.4.19.3. A l'entrée de la deuxième hotte :

$$W_{f3} = T_{f3} (ME_{f3} Cp_{eau} + MS_{f3} Cp_{fibre}) \quad [107]$$

3.4.4.19.4. A la sortie de la deuxième hotte :

$$W_{f4} = T_{f4} (ME_{f4} Cp_{eau} + MS_{f4} Cp_{fibre}) \quad [108]$$

3.4.4.20. Bilan énergétique autour de chaque hotte

Nous connaissons maintenant toutes les quantités d'énergie qui entrent et sortent de la hotte (air, papier, pertes) sauf l'énergie fournie par la vapeur servant à évaporer l'eau dans la feuille. Cette énergie est la différence de l'énergie contenue dans la vapeur d'alimentation moins celle du condensat évacué. Il ne faut pas oublier qu'une certaine quantité de vapeur est évacuée en même temps que le condensat et doit être soustraite également; c'est ce que l'on appelle la vapeur de balayage, qui sera égal à 15% de la valeur calculée de consommation de vapeur. Dans cette expérience nous ne pouvions mesurer le débit de vapeur, nous supposons donc qu'il nous faudra fournir un kg de vapeur pour produire les 2094.4 kJ (900 BTU dans le système anglais) efficace nécessaire à l'évaporation.

3.4.4.20.1. Energie nécessaire pour évaporer l'eau de la feuille dans la première hotte

$$W_{vap1} - W_{cond1} = W_{s1} + W_{h1} + W_{h2} + W_{f2} - W_{f1} - W_{pvh1} - W_{i1} - W_{v1} \quad [109]$$

3.4.4.20.2. Energie nécessaire pour évaporer l'eau de la feuille dans la deuxième hotte

$$W_{\text{vap2}} - W_{\text{cond2}} = W_{\text{s2}} + W_{\text{f4}} - W_{\text{f3}} - W_{\text{pvh2}} - W_{\text{i2}} - W_{\text{v2}} \quad [110]$$

3.4.4.20.3. Consommation de vapeur

$$\text{Consommation de vapeur} = W_{\text{vap}} / (2093.4 \text{ kJ / kg}) * 1.15 \quad [111]$$

4. ANALYSE DES RÉSULTATS

Dans le chapitre précédent nous avons déterminé une procédure d'expérimentation qui se divisait en trois parties. Nous ferons l'analyse en fonction de ces mêmes parties. Premièrement nous étudierons les résultats obtenus pour les tests réalisés en industrie sur la machine à carton. En second et troisième lieux nous comparerons les résultats des programmes de simulation avec ceux de l'industrie.

4.1. Résultats d'industrie .

Nous analyserons les points concernant les paramètres d'opération reliés aux deux programmes de simulation. Pour plus de détails, se référer au rapport interne de l'université : Étude d'efficacité des P.V. chez Cascades (Jonquière).

4.1.1. Résumé des résultats

Sommairement, nous avons mesuré les paramètres d'opération de la machine correspondant à deux modes d'opération. La différence se situe au niveau de la ventilation des poches. Nous avons varié la température de l'air qui alimente les P.V. Une température de 143 °C correspond aux conditions normales d'opération. Nous avons opéré la machine à des conditions stables pour un grade de carton lourd normalement difficile à

sécher. Nous avons choisi ce grade pour voir l'influence d'une diminution de la température de l'air d'alimentation des P.V. à 104 °C. Cette valeur correspond à une valeur d'opération de l'ancien système de ventilation de type "Vapor Absorption (V.A.)". Nous avons opéré la machine pour ces deux conditions de ventilation de poche afin de les comparer.

Le tableau 4 résume les principaux paramètres d'opération obtenus. Les valeurs rapportées dans ce tableau sont celles obtenues pour la première hotte. Je préfère considérer seulement cette partie de la sécherie, car elle représente mieux une sécherie conventionnelle. Entre les hotte 1 et 2 il y a une application d'amidon par une presse encolleuse de type BTG. Le séchage de l'amidon est différent du séchage normal de la feuille de carton car il est plus superficiel. Si nous voulons comparer les résultats avec le programme de simulation, il est préférable de considérer seulement la première hotte.

4.1.2. Précision des mesures

En ce qui concerne le bilan de masse, les résultats obtenus nous donnent une bonne indication sur la valeur des mesures. Premièrement, entre les deux tests nous remarquons une grande consistance dans les valeurs, compte tenu des différences entre les températures d'air d'alimentation des P.V. Nous pouvons boucler le bilan d'eau avec un écart minime de ± 225 kg, puisque nous obtenons une valeur d'humidité à la sortie de la deuxième hotte tout à fait réaliste. Ce qui représente une erreur de 1,5% par rapport à la masse totale des débits d'eau mesurés.

4.1.3. Augmentation de production

Nous remarquons une augmentation de production (directement proportionnelle à la vitesse) d'environ 10%¹ comparativement à l'ancienne condition d'opération des V.A.

4.1.4. Efficacité du séchage

Un point intéressant est à remarquer, par la ventilation de poche à haute température nous avons augmenté l'efficacité de séchage. Si nous faisons le ratio kJ de vapeur consommée par kg de papier produit, nous obtenons: 4238 kJ/kg pour la valeur d'opération des anciens V.A. et 3882 BTU/Kg pour la valeur d'opération normal de P.V. Ce qui représente une diminution de 8%.

4.1.5. Consommation de vapeur

Il est à noter que la procédure nécessitait une pression d'alimentation de vapeur constante dans le but de maintenir un débit de vapeur constant, nous avons cependant remarqué une hausse de consommation de vapeur pour l'opération à 143°C. Nous remarquons une augmentation de 4% environ. Cette augmentation fautive peut-être la valeur des résultats, car que nous désirions connaître quelle quantité d'énergie doit être fournie par les P.V. pour une

¹ Vitesse du premier test = 148 m/min et le deuxième = 134 m/min, donc 10% d'augmentation.

même consommation de vapeur et une augmentation de production. Il serait intéressant de reprendre l'expérience et de maintenir le débit de vapeur constant plutôt que la pression d'alimentation. Cependant il est tout à fait normal que cette valeur puisse augmenter, car la ventilation de poche améliore le transfert de masse et par conséquent le transfert de chaleur dans le cylindre. Et si l'énergie fournie par la vapeur est plus économique que l'énergie fournie par les P.V. cela est d'autant plus intéressant.

Cette augmentation de consommation de vapeur est cependant largement compensée par l'augmentation de production. Il est beaucoup plus juste de considérer le ratio suivant : consommation de vapeur par livre d'eau évaporée, qui a diminué de 10%. C'est ce qui explique l'amélioration de l'efficacité du séchage.

4.1.6. Taux d'évaporation

Le taux d'évaporation est par le fait même amélioré. Nous notons une augmentation de 16%. Cette valeur devrait être semblable à celle de l'amélioration du taux de production. La différence s'explique par le fait que le taux de production a été calculé à partir de la vitesse, et que les valeurs d'humidité d'entrée et sortie sont un peu différentes. Un écart d'un pourcent d'humidité à l'entrée implique une grande quantité d'eau de plus à évaporer.

Il est donc préférable de considérer l'augmentation de capacité de production en fonction du taux d'évaporation, soit environ 15%.

4.1.7. Résumé

Il est difficile de comparer directement les P.V. et les V.A. puisque nous avons simulé les valeurs d'opération des V.A. à partir des P.V. existants qui sont beaucoup mieux conçus pour distribuer l'air, mais il est évident que la technologie du type de ventilation de poche installée est bien plus efficace que la technologie précédente, indépendamment de la nature de l'élément calorifique (gaz ou vapeur).

De façon générale, nous pouvons conclure que le changement de système de V.A. au P.V. augmente la capacité de production d'environ 10% à 15% sur les grades lourds tout en améliorant l'efficacité du séchage.

4.2. Résultats du programme de simulation global

Dans cette partie nous analyserons les résultats obtenus à l'aide du programme de simulation global. Ce logiciel permet une gamme de simulations assez large tenant compte de différents types de papiers et plusieurs paramètres d'opération. Nous avons fait trois tests principaux à l'aide de ce programme. Les deux premiers représentent la machine à carton étudiée dans la partie précédente pour deux conditions d'opération: feutrée et non-feutrée. Et le dernier test représente une machine à papier journal standard.

Le logiciel est programmé pour calculer les unités dans le système anglais. Des conversions seront apportées aux endroits importants.

4.2.1. Test sur machine à carton sans feutre

La figure 20 illustre le menu que présente le programme à l'utilisateur. Le programme donne le choix de plusieurs types de papiers. Dans ce cas le type qui correspond le mieux est le "boxboard". Il y a deux possibilités: feutré ou non. La machine sur laquelle nous avons fait nos tests est partiellement feutrée, i.e. que seulement les cylindres du haut des trois dernières sections avaient des feutres. Normalement la machine est conçue pour fonctionner entièrement avec des feutres, cependant, pour des raisons de difficultés d'opération les feutres du bas et de la première section avaient été enlevés. Le programme ne donne pas de possibilité intermédiaire, nous essayerons donc les deux possibilités limites. Dans ce test nous supposons que la machine n'a pas de feutre. Nous avons défini les paramètres d'opération par rapport au mode d'opération normal, soit lorsque les P.V. sont à 143°C.

Nous avons défini les paramètres de façon à représenter la première hotte, c'est-à-dire que nous ne prenons pas en considération la presse encolleuse. Les résultats calculés par le programme sont présentés à la figure 21.

4.2.1.1. Consommation de vapeur

Nous notons une différence entre les valeurs de consommation de vapeur, cela est normal puisque la valeur expérimentale n'a pas été mesurée directement n'ayant pas d'appareillage pour prendre la mesure. Cependant,

selon les employés de l'usine elle se situe aux environs de 40,000 livres par heure (18 144 kg/hre). Quoique difficile à évaluer précisément, la valeur obtenue expérimentalement est un peu plus faible, car elle ne tient pas compte des pertes de chaleurs (radiation et fuites) et des pertes de vapeur de balayage. Le programme quant à lui donne une valeur supérieure parce qu'il tient compte de ces facteurs et qu'il est très conservateur. De plus il ne prend pas en considération les différents systèmes de récupération de vapeur et condensat. Pour cela il faudrait tenir compte des circuits de vapeur et condensat de chaque machine, ce qui serait trop complexe. Peu importe, car cela n'est pas la caractéristique la plus importante du programme. Cette valeur est principalement significative pour faire des comparaisons relatives plutôt que d'obtenir des valeurs absolues.

4.2.1.2. Taux d'évaporation

La valeur du taux d'évaporation est très proche de celle obtenue expérimentalement. La valeur expérimentale est passablement précise puisque le bilan de masse duquel elle est issue est précise également, comme nous l'avons vu précédemment. De même, la valeur obtenue dans le programme informatique est très précise si les valeurs de siccité d'entrée et de sortie sont précises, car les calculs sont également faits par bilans de masse.

Les résultats sont donc concluants et représentent bien la réalité si toutefois les paramètres de siccité et de surface de séchage ont bien été définis. Dans ce cas nous avons obtenus un écart d'environ 1%.

4.2.1.3. Résultats pour chaque section

Nous ne pouvons pas comparer les résultats obtenus pour chaque section d'alimentation de vapeur des cylindres puisque nous n'avons pas effectué ces mesures sur la machine. Le but de définir ces valeurs est d'aider le concepteur pour le calcul du dimensionnement de la tuyauterie de vapeur et condensat. Ce qui peut aider à déterminer si la tuyauterie existante est suffisante, si non on y apporterait certaines modifications. Cependant ces valeurs doivent être interprétées avec précaution. Car elles sont évaluées de façon moyenne en proportion du nombre des rouleaux correspondant à chaque section. Cela peut donner une idée générale des débits si les pressions sont relativement semblables. Par contre, s'il y a de grands écarts entre les valeurs des pressions d'alimentation de chaque section, il est préférable de ne pas en tenir compte.

4.2.1.4. Comparaison avec les courbes TAPPI

La partie du programme qui s'intitule "Détermine le nombre de rouleaux" utilise des courbes standard représentant les valeurs moyennes de taux d'évaporation des machines de l'industrie. Il existe plusieurs courbes, en fonction des différents produits (types de papier). Cette partie nous est donc utile pour mesurer la performance d'une machine par rapport à la moyenne de l'industrie. Dans ce cas nous avons défini le type de papier comme étant du "Boxboard unfelted". Pour une pression moyenne identique nous obtenons les résultats illustrés à la figure 22.

La valeur du taux d'évaporation est sous la valeur réelle. Mais en réalité la machine possède quelques feutres, cela peut expliquer l'écart. Et de plus la machine est équipée d'un système de ventilation de poche à haute température qui contribue également à donner une valeur plus élevée par rapport à la moyenne de l'industrie (les valeurs obtenues des courbes représentent des machines sans P.V.). Selon les courbes de l'industrie nous aurions besoin de 72 cylindres lorsque la machine est équipée de P.V. Ce qui est près de la valeur réelle. L'écart peut s'expliquer par les deux raisons mentionnées ci-haut.

Par essai et erreur nous pouvons déterminer la pression moyenne d'alimentation de vapeur nécessaire pour obtenir le même taux d'évaporation. Après quelques essais nous obtenons 75.5 psig (520 kPa). La figure 23 présente les résultats. A cette valeur, soit 25 psig (147 kPa) de plus que la pression à laquelle la machine fonctionne, une machine correspondant à la moyenne de l'industrie pourrait effectuer le même travail. De la même façon nous pourrions étudier plusieurs scénarios. Par exemple: en tenant compte de l'écart précédent entre le nombre réel de cylindres (69) et le nombre calculé (72) nous pourrions déterminer combien de cylindres nous pourrions conserver en augmentant la pression à 60 psig (359 kPa) si l'alimentation de vapeur le permet. Cela permettrait d'enlever un certain nombre de cylindres pour installer un autre équipement à la place, comme une calandre, ou un séchoir infrarouge qui augmenterait encore plus la capacité de séchage.

Nous pourrions simuler encore beaucoup d'autres situations en changeant les paramètres initiaux comme la vitesse, les siccités, les pressions etc.

Dans ce cas le paramètre le plus intéressant à changer est le type de papier. En fait nous ne varierons pas le type de papier, mais nous choisirons l'option où il y a des feutres.

4.2.2. Test sur machine à carton avec feutres

Pour ce test nous conservons tous les autres paramètres identiques. Seulement le type de papier est changé pour "Boxboard (felted)" (voir figure 24). Le programme nous donne les résultats illustrés à la figure 25. Nous pouvons remarquer que les résultats globaux et par sections sont identiques. Cela est normal puisque ces calculs ne tiennent pas compte de ce paramètre. Ce paramètre influence cependant les résultats comparatifs des courbes de TAPPI. Nous voyons maintenant (figure 26) un taux d'évaporation de 3,002 $\text{\#}/\text{hre pi}^2$ (14,66 $\text{kg}/\text{hre m}^2$). Nous pouvons expliquer cet écart par la différence du nombre de feutres. La machine possédait moins de 50% de son habillage, ce qui explique que le taux d'évaporation soit plus faible. Nous observons un écart de -13,6% du taux d'évaporation par rapport aux courbes TAPPI pour une machine qui possède des feutres. La différence des courbes TAPPI avec et sans feutre représente -25%. Selon ces chiffres notre machine se situe un peu plus bas qu'à mi-chemin pour obtenir le même taux d'évaporation. Cela correspond bien avec le % d'habillage des feutres. Ce qui nous porte à croire que la sécherie est un peu moins efficace que la moyenne. Toutefois il ne faut pas oublier que les courbes TAPPI ont été produites en fonction de machines majoritairement sans P.V. à l'époque. Pour cette raison il est difficile de porter des conclusions fermes, et cela demeure difficilement quantifiable. Il serait intéressant de faire des

comparaisons avec les nouvelles courbes qui tiennent maintenant compte de la ventilation de poche.

Cependant nous pouvons dire que le programme de simulation représente très bien la réalité en ce qui concerne cette machine à carton. Pour compléter la vérification du programme de simulation globale nous avons également fait un test avec une machine à papier journal.

4.2.3. Test sur machine à papier journal

La machine à papier journal avec laquelle nous avons fait nos tests est très représentative d'une petite machine à papier journal. La figure 27 montre l'affichage de ses différents paramètres, et les résultats sont illustrés aux figures 28 et 29. Les résultats sont très près de la réalité, principalement pour le taux d'évaporation et la consommation de vapeur. En ce qui concerne la comparaison avec les courbes standard TAPPI, nous sommes inférieurs à environ 10% pour le taux d'évaporation. La machine ne possède également pas de P.V., Ce qui explique que nous soyons inférieurs à la moyenne. Ces résultats sont sommaires, mais dans l'ensemble ils sont satisfaisants et très près de la réalité.

4.2.4. Résumé

De façon générale le programme de simulation globale nous donne de très bons résultats, très près de la réalité. Cependant les résultats de taux d'évaporation semblent toujours plus bas que les standards. Cela n'est pas

vraiment conséquent, car les courbes TAPPI sont divisées en deux catégories, et nous avons pris celles des meilleurs taux d'évaporation (moyenne des meilleures machines). Les résultats sont donc acceptables (voir les courbes à la figure 9 qui montrent les différences entre les deux catégories de machines). Même si le programme de simulation globale nous fournit de bons renseignements, il demeure incomplet pour répondre à des questions plus précises, ou connaître le comportement de séchage en un point donné de la sécherie. C'est pourquoi nous avons développé un modèle de simulation cylindre par cylindre qui nous fournit beaucoup plus de renseignements. C'est ce qui constitue la dernière partie de nos expérimentations.

4.3. Résultats du programme de simulation cylindre par cylindre (modèle sectionné)

L'étude du modèle de simulation cylindre par cylindre est beaucoup plus complexe et volumineuse que celle du modèle global. Le nombre de paramètres est beaucoup plus grand, mais aussi plusieurs variables sont mal connues. Ce qui rend l'étude plus difficile.

Etant donné l'ampleur de l'étude nous avons dû limiter¹ l'analyse du modèle, elle comportera trois parties. En premier lieu nous étudierons quantitativement certains paramètres par rapport aux résultats expérimentaux.

¹ Nous avons fait un travail de dégrossissage. Nous avons ajusté plusieurs paramètres inconnus, non-disponibles par expérimentation, de façon arbitraire pour obtenir un comportement raisonnable. Nous ne décrivons pas cette démarche (qui serait fastidieuse), nous posons simplement ces paramètres comme fondement à l'analyse.

Deuxièmement nous regarderons les réponses du modèle de façon qualitative¹ par rapport à la théorie et aux références. Et finalement, nous ferons une analyse de sensibilité autour de l'un des coefficients les plus importants du modèle, soit le coefficient de transfert de chaleur h_{cp} .

4.3.1. Résultats quantitatifs

Le programme de simulation cylindre par cylindre programmé en LOTUS 1-2-3 est relativement complexe. Il comporte les équations de base décrites dans le chapitre précédent, et une des macro-commandes qui exécutent successivement les calculs pour les 69 cylindres.

Dans cette section nous discuterons de la valeur absolue (quantitative) de certains paramètres. Dans un premier temps nous discuterons des paramètres devant être définis pour l'exécution du programme, et deuxièmement de ceux calculés par ce dernier.

4.3.1.1. Paramètres à définir pour exécuter le programme

Tout logiciel de simulation doit posséder des paramètres de définition, qui caractérisent le système. De même, notre modèle demande un certain nombre de paramètres. Pour reproduire les conditions que nous retrouvons dans l'étude sur la machine à carton, nous prendrons autant que possible les

¹ Qualitative signifie: l'allure des réponses, ses tendances sans considérer directement ses valeurs absolues. Les valeurs quantitatives sont aussi importantes, mais c'est surtout le comportement des variations qui nous intéresse.

valeurs disponibles dans la partie expérimentale.

4.3.1.1.1. Température et humidité de la feuille à l'entrée de la sécherie

Ces valeurs sont très fiables, elles proviennent d'appareils de mesure. L'humidité est fournie par le Measurex, et la température, par un pyromètre infrarouge portatif.

4.3.1.1.2. Paramètres de production

Ces paramètres sont : la vitesse de la machine, le grammage, la largeur de la feuille, les longueurs de contact de la feuille avec le cylindre et dans le parcours libre, ainsi que les pressions de vapeur dans les cylindres. Ces valeurs, en général aussi très fiables, sont fournies par le Measurex ou mesurées manuellement.

4.3.1.1.3. Température de l'air et pression partielle

Ces valeurs sont obtenues par une mesure expérimentale de températures à bulbes sec et humide. La mesure est très précise à l'endroit où elle est prise, environ au centre de la sécherie, à mi-hauteur dans la hotte du côté avant (côté corridor).

Nous avons considéré cette valeur uniforme pour toute la sécherie; cependant il est évident que cela ne représente pas la réalité, car la température et l'humidité de l'air varient constamment près de la feuille dans les sens machine et travers. Ces variations sont dues à l'évaporation près de la feuille et à la ventilation, qui varient énormément d'un endroit à l'autre.

La valeur de la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air est extrêmement difficile à définir, puisque c'est près de la feuille qu'elle prend de l'importance. Elle varie beaucoup avec l'évaporation qui se produit à la surface de la feuille, car la vapeur d'eau qui se dégage augmente l'humidité absolue de l'air et par conséquent sa pression partielle.

Si l'on veut connaître de façon précise les qualités du séchage à l'intérieur d'un cycle pour un cylindre, l'évaluation de ce paramètre est très importants. Cependant si nous désirons connaître principalement les valeurs de début et de fin des cycles, une valeur moyenne peut être tout à fait valable.

Il serait sans doute intéressant de faire des études plus approfondies concernant l'effet de ce paramètre. Egalement prendre des mesures expérimentales en plusieurs endroits de la sécherie et des cycles de cylindre, pour déterminer les variations.

4.3.1.1.4. Température de surface de cylindre

Nous avons d'abord supposé qu'il n'y avait pas de variation de température de surface du cylindre dans le sens marche et travers. Nous l'avons déterminée à partir de la pression d'alimentation de vapeur et un programme informatique qui utilise la méthode des éléments finis dans le sens transversal de la paroi du cylindre. De chaque côté de la paroi nous avons deux conditions limites. Une pour le condensat dont la température dépend de la pression de vapeur, et l'autre pour le film d'air environnant le cylindre. Considérant plusieurs valeurs standard généralement rencontrées

pour une machine à carton, nous avons fixé la température du film d'air à 90°C.

Nous croyons que cette approximation est très raisonnable. Il serait toutefois préférable d'obtenir ces températures par mesure expérimentale pour chaque cylindre. Mais dans notre cas la température de la hotte était trop élevée pour que l'on puisse y entrer et prendre ces mesures.

4.3.1.1.5. Coefficient de transfert de chaleur du cylindre au papier h_{cp}

Pour fixer ce paramètre nous nous sommes basés sur les courbes de h_{cp} de la figure 12. Nous avons pris une valeur de 800 W/m²°C comme valeur initiale, qui s'est avéré beaucoup trop élevée. Après ajustement, nous sommes arrivés à une valeur de 132 W/m²°C, qui donne un comportement acceptable.

Ce coefficient a une très grande importance dans le modèle. C'est principalement par ce coefficient que nous avons ajusté nos résultats. Pour cette raison, il fera l'objet d'une étude de sensibilité que nous verrons en détail à la fin de ce chapitre.

4.3.1.1.6. Coefficient de transfert de chaleur du papier à l'air (h_{pa})

Ce coefficient dépend en grande partie de la qualité de l'air. Il est fixé à une valeur constante pour toute la sécherie, il est dépendant de la qualité de l'air environnant de la hotte. Il faudrait investiguer davantage de ce côté, pour définir les qualités de l'air tout au long du parcours de la feuille dans la sécherie.

4.3.1.1.7. Transfert de masse au travers du feutre (k_{pf})

Comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, le coefficient de transfert de masse au travers du feutre dépend de la porosité du feutre, et de son épaisseur. Ces paramètres sont des données très fiables. Pourtant, la valeur obtenue semble beaucoup trop faible par rapport au coefficient de transfert de masse de la surface extérieure (papier ou feutre) à l'air. Il y a un rapport de 1500 entre le k_{pa} obtenu avec et sans feutre.

Pour cette expérimentation nous avons utilisé la valeur calculée, cependant il faudrait étudier davantage la méthode de calcul de ce coefficient ainsi que celle de h_{pa} . Il serait également préférable de définir k_{pf} en fonction de la perméabilité des feutres plutôt que de la porosité puisque cette spécification est beaucoup plus facile à obtenir.

4.3.1.2. Paramètres ou résultats calculés par le modèle

Les résultats que le modèle nous fournit dépendent en grande partie de la précision des paramètres de définition. Dans cette expérimentation nous ne pouvons pas vérifier de manière quantitative tous les résultats. D'une part parce que l'on ignore plusieurs valeurs réelles (on ne peut pas faire de comparaisons) et également parce que certains paramètres globaux de définition doivent être ajustés avant de faire des études quantitatives sur des paramètres spécifiques.

4.3.1.2.1. Température à la fin de la sécherie

La température à la fin de la sécherie concorde très bien avec la réalité, nous obtenons une valeur de sortie d'environ 90°C, même valeur que celle mesurée expérimentalement.

4.3.1.2.2. Humidité à la sortie de la sécherie

Pour l'humidité, la valeur semble un peu trop faible. La valeur réelle d'humidité est atteinte environ 5 cylindres avant la fin de la sécherie. Il semble impossible d'obtenir un bon % d'humidité sans affecter la température de la feuille en ne modifiant que le h_{cp} . Si on diminue le h_{cp} , nous avons une bonne humidité, mais la température est trop faible; et vice-versa. Nous avons préféré ajuster la courbe de température au détriment de celle de l'humidité.

Les causes de cela peuvent être diverses, et dépendent sûrement de plus d'un seul paramètre. Sans doute les mêmes paramètres sont à l'origine de la faible valeur de la température de la feuille dans la zone d'évaporation à taux constant.

4.3.1.2.3. Température de la feuille dans la zone d'évaporation à taux constant

Il est bien reconnu dans l'industrie des pâtes et papiers que la température de la feuille voisine les 75°C dans la période d'évaporation à taux constant, cependant la température calculée gravite autour de 52°C. Il peut y avoir un lien entre ce problème et celui du % d'humidité.

La température de surface des cylindres peut être à l'origine du problème, en comparaison avec Kirk la température semble un peu trop élevée. Cela a pour effet de créer un grand écart de température et d'augmenter par le fait même le transfert de chaleur. Cela expliquerait pourquoi nous avons été obligés de diminuer le h_{cp} aussi bas. Il faudrait donc faire varier la température du cylindre et regarder ses effets.

4.3.1.3. Résumé

L'ajustement des paramètres et des coefficients est un point très crucial pour obtenir de bons résultats. Dans notre démarche nous avons ajusté un seul paramètre (h_{cp}), et nous obtenons des résultats assez satisfaisants. Les différences des résultats du modèle avec la réalité peuvent provenir de divers paramètres. Les paramètres les plus influents sont: la température de surface des cylindres, la valeur de h_{pa} et de k_{pf} , également celle de h_{cp} . La valeur de P_a peut jouer aussi un rôle important, surtout au niveau de la variation dans le sens marche de la machine.

Nous verrons un peu plus loin dans le chapitre une analyse de sensibilité pour le coefficient h_{cp} , afin de déterminer l'influence de ce paramètre sur la variation quantitative des paramètres de résultats.

Outre les valeurs quantitatives, le modèle doit aussi reproduire des conditions (ou des allures standard) propres au séchage du papier. Par exemple nous devons retrouver les trois phases standard: montée en température, taux constant et taux décroissant d'évaporation. C'est ce qu'on appelle les résultats qualitatifs.

4.3.2. Résultats qualitatifs

Un des objectifs importants du modèle est de reproduire les comportements typiques du séchage du papier selon la théorie. Dans cette partie nous discuterons de certains de ces comportements standard.

4.3.2.1. Phases du séchage

Si l'on regarde les graphiques des figures 37 à 42, nous pouvons voir que le modèle reproduit très bien les trois phases du séchage. La montée en température s'effectue par les 7 premiers cylindres et à ce moment l'évaporation est nulle. Dans la phase d'évaporation à taux constant la température passe d'un minimum à un maximum dépendant des phases du cycle de séchage (cylindre ou parcours libre). A ce moment l'humidité décroît de façon régulière. Dans la dernière phase (taux d'évaporation décroissant) la température de la feuille augmente (environ vers le 50^{ième} cylindre), cependant l'humidité continue à décroître assez rapidement.

Dans l'ensemble le comportement est bon, sauf l'humidité qui décroît trop dans la dernière phase. Je crois que le problème vient principalement du coefficient h_{pa} qui est trop grand, ce qui a pour effet de produire un taux d'évaporation beaucoup trop élevé, car ce dernier influence directement le coefficient de transfert de masse. Ce coefficient provoque un taux d'évaporation démesuré par rapport à la température de la feuille.

$E = k_{pa} (p_{sat} - P_a)$ où p_{sat} est fonction de la température de la feuille. Cela explique également pourquoi nous étions obligés de définir h_{cp} à une valeur si faible.

En diminuant la valeur de h_{pa} , nous obtiendrions une meilleure valeur pour le coefficient de transfert de chaleur du cylindre au papier " h_{cp} ". Nous améliorerions également la phase du taux décroissant d'évaporation.

Dans l'ensemble nous obtenons des résultats très similaires aux résultats de Kirk et Knight (voir figure 30). Nous notons cependant deux différences importantes. La baisse du contenu d'humidité diminue tranquillement vers la fin. Et dans la phase du taux décroissant d'évaporation, la température de la feuille tombe à un niveau inférieur de la phase précédente. Cela n'est pas normal, la feuille devrait perdre moins de température puisqu'elle perd moins d'énergie sous forme d'évaporation. Dans ce sens nous obtenons une meilleure réponse que Kirk et Knight.

4.3.2.2. Evaporation

Les courbes des figures 43 à 57 caractérisent diverses interprétations de l'évaporation. La compréhension est semblable pour les différentes représentations. Les graphiques les plus représentatifs sont ceux des figures 43,44,45 et 46. Ils représentent le taux d'évaporation par rapport aux numéros de cylindre. Des figures 45 et 46 nous pouvons voir le grand écart qu'il existe entre l'évaporation qui survient sur le cylindre et celle dans le parcours libre. Seulement 0,07% de l'évaporation se produit sur le rouleau. Ce qui est beaucoup trop faible si on la compare aux résultats de Kirk qui obtient entre 20 et 30% (voir figure 31). La majorité des auteurs s'entendent pour situer l'évaporation sur le cylindre entre 10 et 40%.

Il y a deux possibilités, soit le coefficient du transfert de masse (k_{pf}), limité par le feutre, est trop faible. Ou k_{pa} est trop grand (comme expliqué précédemment). Cela peut être également une combinaison des deux.

La figure 44 donne une réponse très comparable aux résultats de Kirk, hormis une section où la température des cylindres est plus élevée, et par conséquent l'évaporation aussi. Cette section correspond à un groupe de vapeur qui possède une pression plus élevée.

4.3.2.3. Transfert de chaleur

Les courbes des figures 58 à 68 montrent différents transferts de chaleur (soit en J/m^2 ou en %) qui se produisent durant le séchage. Nous pouvons analyser ces courbes en deux parties : Chaleur transmise et dissipée autour du cylindre, et celle dissipée dans le parcours libre.

4.3.2.3.1. Transfert de chaleur autour du cylindre

Il y a trois principaux mouvements de chaleur autour du cylindre. Le premier est l'énergie que transmet la vapeur au papier par conduction thermique (figure 58). Nous pouvons distinguer trois grandes phases, au début le transfert est très grand, car la température de la feuille est basse et produit un grand différentiel de température. Dans la phase à taux constant, le transfert est constant proportionnellement à la température des cylindres. Et dans la phase à taux décroissant le transfert de chaleur chute parce que la température de la feuille augmente. Cela concorde très bien

avec la théorie.

Le deuxième mouvement de chaleur est celui de la surface extérieure du cylindre (soit le papier directement ou le feutre) à l'air environnant (figure 59). Dans ce cas les résultats sont surprenants quoique logiques. Nous serions tentés de croire que la feuille libérerait de l'énergie par conduction, pourtant elle en absorbe. La raison est que l'équation qui caractérise ce transfert est fonction du différentiel de température entre la feuille et l'air. Et dans notre cas la température de l'air est plus élevée que celle de la feuille sauf à la fin de la sécherie. Le modèle ne tient pas compte des transferts autour du feutre. Même si cela n'est pas tout à fait représentatif de la réalité cela n'est pas trop conséquent puisque cette énergie représente 5% de l'énergie absorbée par la feuille.

Le dernier mouvement de chaleur se produit par l'évaporation de l'eau (figure 60). Dans ce cas nous perdons de la chaleur, mais en très petite quantité puisqu'il y a très peu d'évaporation. La forme de la courbe est représentative de la réalité, où la majorité de l'énergie dissipée se produit dans la phase d'évaporation à taux constant.

4.3.2.3.2. Transfert de chaleur autour du parcours libre

Dans ce cas il n'y a que deux mouvements de chaleur: l'évaporation (figure 61) et la conduction dans l'air (figure 62). Les conclusions sont semblables à la partie précédente. Pour l'évaporation, nous observons une grande dissipation de chaleur dans la phase d'évaporation à taux constant. Et nous observons également une absorption de chaleur par conduction plutôt

qu'une dissipation, cela est aussi dû au fait que la température de l'air ambiant est plus élevée que la température de la feuille.

4.3.2.4. Courbes de température et d'humidité autour des cylindres

Les figures 69 à 73 représentent les courbes de température et d'humidité pour trois des 69 cylindres (5, 30 et 60), représentant les trois phases du séchage. Pour le cylindre 5, nous notons seulement une montée en température et aucune évaporation.

Le cylindre 30 est le plus représentatif, nous notons une montée de température sur le cylindre et une baisse dans le parcours libre, ce qui est normal. Cependant la courbe de montée en température est beaucoup trop linéaire et devrait être plutôt logarithmique. Cela est dû au grand écart de température entre le cylindre et la feuille. L'humidité tant qu'à elle décroît de façon normale dans le parcours libre.

Et pour le cylindre 60, nous notons un comportement semblable, sauf que la température monte davantage et l'évaporation est un peu plus faible.

4.3.2.5. Résumé

Dans l'ensemble nous pouvons dire que le modèle se comporte d'une manière qualitative très près des résultats de Kirk et Knight, et aussi de la réalité en industrie, à l'exception du taux décroissant d'humidité à la fin de la sécherie qui s'explique par l'ajustement de certains paramètres

comme expliqué précédemment dans la partie des résultats quantitatifs.

4.3.3. Analyse de sensibilité

L'analyse de sensibilité a été exécutée pour le paramètre le plus important, soit le coefficient de transfert de chaleur " h_{cp} ". Nous avons fait varier ce paramètre de -20% à +20% par rapport à la valeur fixée dans le programme de simulation ($132 \text{ W/m}^2\text{°C}$). Nous avons compilé les résultats pour les trois cylindres étudiés précédemment afin de représenter les trois phases du séchage. Nous avons observé deux paramètres de résultats: la température et l'humidité. Voir figures 74 et 75.

Dans la phase d'élévation du point de température nous pouvons voir que le h_{cp} n'a aucune influence sur l'humidité et très peu sur la température. Dans la phase à taux constant, l'influence sur la température est nulle et elle commence à prendre de l'importance sur l'humidité. Dans la phase à taux décroissant, l'importance est beaucoup plus marquée. A -20% la température n'est presque pas affectée et l'humidité est plus élevée. A +20% l'humidité varie a peu près dans les mêmes proportions dans le sens inverse, mais la température augmente considérablement.

En d'autres termes, le h_{cp} n'a pas beaucoup d'influence sur les deux premières phases, et dans la dernière phase son importance est beaucoup plus marquée sur la température à +20%. Ces résultats apportent une meilleure compréhension sur l'ajustement de ce paramètre. D'une part il nous indique son importance relative sur la variation et d'autre part il nous indique à

quel endroit il influence le plus. Ces facteurs devraient être pris en considération pour une étude ultérieure d'ajustement des paramètres.

Dans cette étude de sensibilité nous nous sommes limités à étudier seulement un paramètre de définition, et observer seulement deux paramètres de résultats. Mais il serait préférable de faire une étude de sensibilité beaucoup plus ample sur les autres paramètres pour aider à déterminer l'importance relative de chaque paramètre de définition du modèle.

5. CONCLUSION

Les résultats obtenus des trois parties de cette étude sont en général satisfaisants. Les mesures effectuées sur la machine à carton nous ont fourni une base de comparaison intéressante et des informations sur les paramètres pour les deux modèles de simulation. Le modèle global fournit des informations globales sur la sécherie très près de la réalité, mais est un peu limité pour des réponses plus spécifiques en un point précis de la sécherie. Ces limites sont compensées par le modèle sectionné, qui fournit des réponses plus spécifiques, cependant il est beaucoup plus complexe. Les résultats obtenus montrent que ce modèle constitue une bonne base de travail. Nous avons effectué un dégrossissage, il y a certains paramètres qu'il faudrait définir avec plus de précision.

Pour le modèle global je recommanderais d'utiliser les dernières courbes du taux d'évaporation provenant de TAPPI pour avoir une meilleure source de comparaison, et de comparer les résultats du programme de simulation avec une machine à papier journal de grande dimension et de grande vitesse. Cela constituerait une meilleure base que la machine à carton prise comme référence puisqu'il serait plus facile d'effectuer des mesures et d'obtenir des valeurs d'opération sur une telle machine. Elle fournirait également des meilleures informations pour le développement du modèle sectionné.

Pour le modèle sectionné nous avons vu précédemment que certains paramètres de définition semblent être mal définis. La température de l'air et la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air sont très mal connues. Elles varient beaucoup selon l'endroit des cycles du séchage et des phases du séchage. La température de surface des cylindres semble être beaucoup trop élevée en proportion avec la température de la feuille, il serait préférable d'effectuer des mesures pour évaluer ce paramètre plutôt que de le calculer. Les coefficients de transferts de chaleur et de masse du papier au feutre et/ou à l'air semblent être trop élevés, provoquant une trop forte évaporation et une trop grande diminution de température de la feuille. Cela expliquerait pourquoi la température de la feuille est plus basse que la température escomptée dans la phase d'évaporation à taux constant et que l'humidité de la feuille est très faible en fin de sécherie.

Les résultats préliminaires obtenus de ce modèle sont cependant très encourageants car ils sont très près des tendances réelles du point de vue qualitatif. En effectuant des ajustements sur les paramètres les plus importants ce modèle devrait fournir des résultats quantitatifs beaucoup plus précis.

Pour définir l'importance des paramètres, la meilleure méthode est l'analyse de sensibilité. Nous avons fait cette analyse pour le coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier " h_{cp} " qui nous a indiqué que ce coefficient est beaucoup plus important dans la dernière phase du séchage à +20%. Avant de poursuivre le développement du programme de

simulation il serait préférable de procéder à une analyse de sensibilité sur plusieurs autres paramètres pour déterminer leur importance relative et à quel endroit dans les différentes phase du séchage.

Ultérieurement, il serait possible également de greffer d'autres modules au programme de simulation actuel, tels: le séchage par convection et le séchage par rayonnement infrarouge. Il serait alors possible de simuler diverses conditions mixtes.

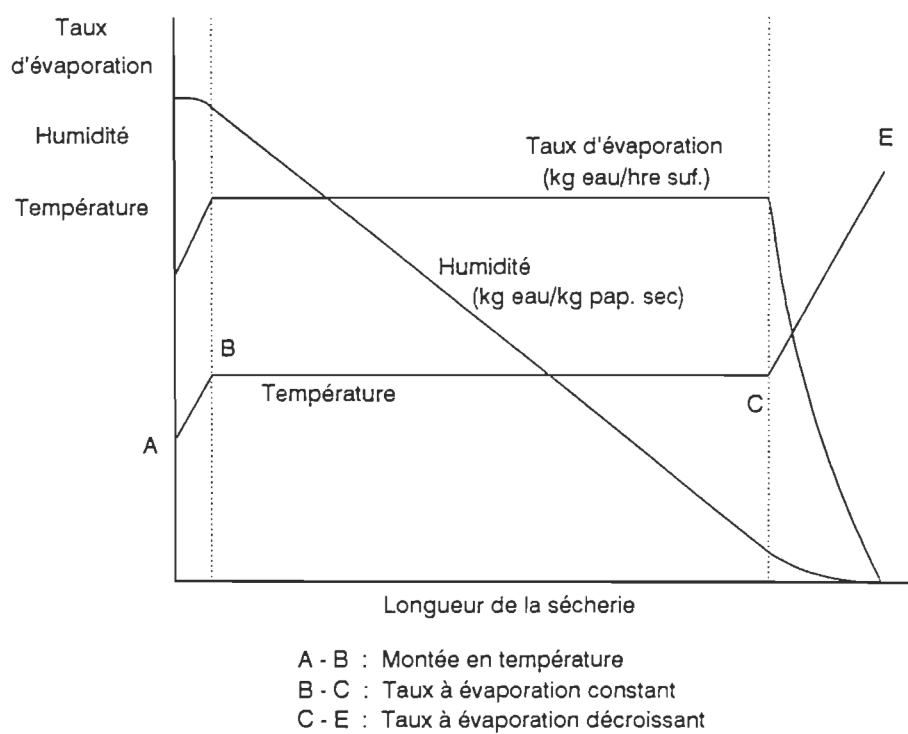


Figure 1 Phases du séchage

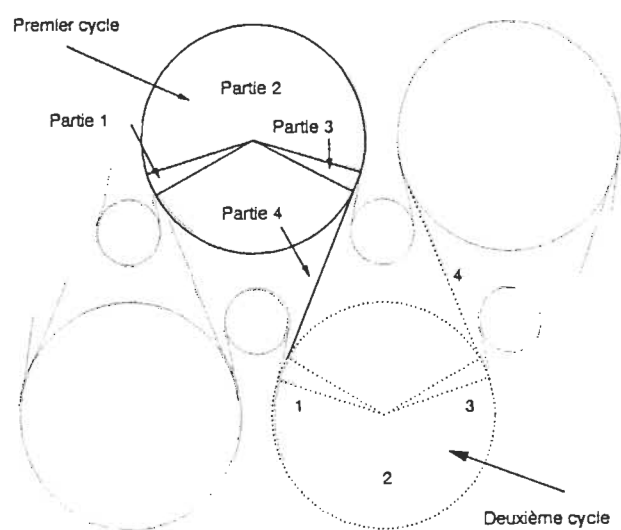


Figure 2 Cycles de séchage reliés aux cylindres

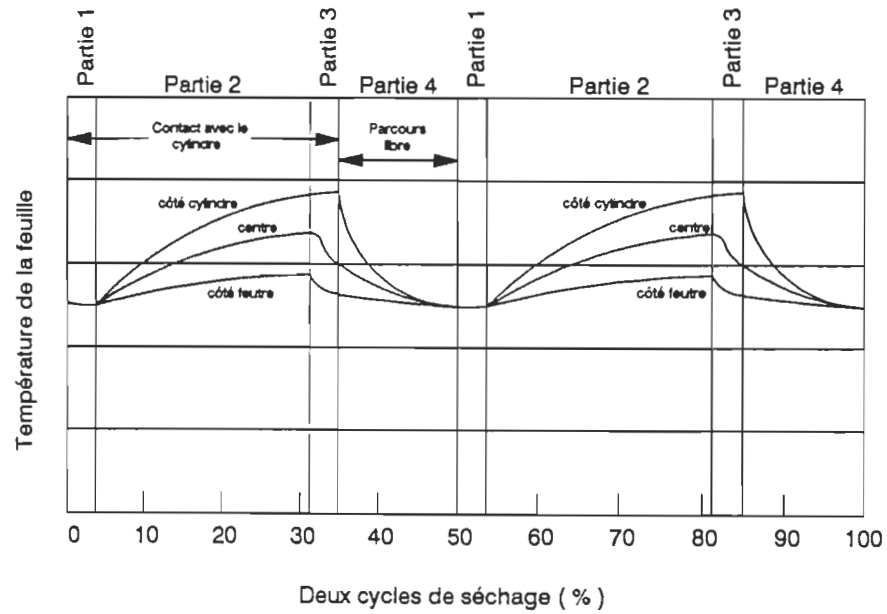


Figure 3 Parties de deux cycles du séchage

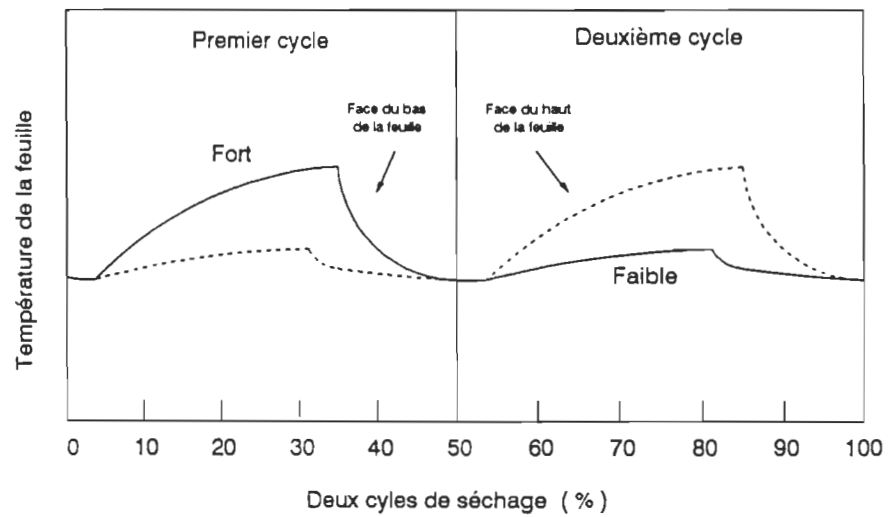
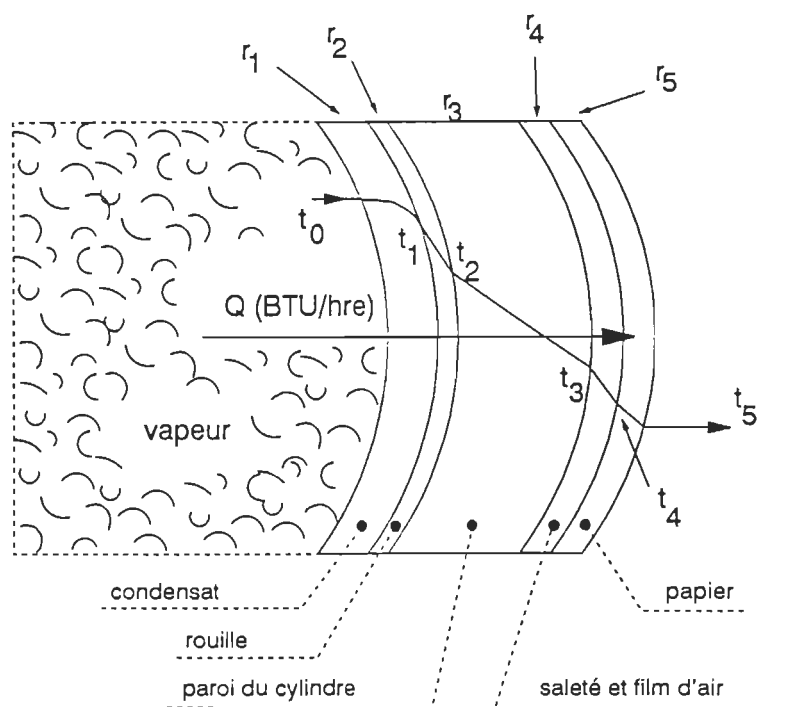


Figure 4 Cycles forts et faibles reliés aux 2 côtés de la feuille.



Où :

$r_1 = l_1/k_1$ = résistance du film de condensat, hre π^2 °F/BTU

l_1 = épaisseur du film du condensat, π

k_1 = conductivité du condensat, BTU/hre π^2 (°F/ π)

$r_2 = 1/h_2$ = résistance de la rouille, hre π^2 °F/BTU

h_2 = conductance de la rouille "a" (souvent négligeable), BTU/hre π^2 °F

$r_3 = l_3/k_3$ = résistance de la paroi du cylindre, hre π^2 °F/BTU

l_3 = épaisseur de la paroi du cylindre, π

k_3 = conductivité de la paroi, BTU / hre π^2 (°F/ π)

$r_4 = 1/h_4$ = résistance du film d'air, hre π^2 °F/BTU

h_4 = conductance du film d'air, BTU/hre π^2 °F

$r_5 = l_5/k_5$ = résistance de la feuille, hre π^2 °F/BTU

l_5 = épaisseur de la feuille, π

k_5 = conductivité de la feuille, BTU/hre π^2 (F/ π)

Unités métriques :	- hre π^2 °F / BTU	:	hre m^2 °C / kJ
	- π	:	m
	- BTU/hre π^2 (°F/ π)	:	kJ/hre m^2 (°C/m)
	- BTU/hre π^2 °F	:	kJ/hre m^2 °C

Figure 5 Série de résistances thermiques autour d'un cylindre sécheur.

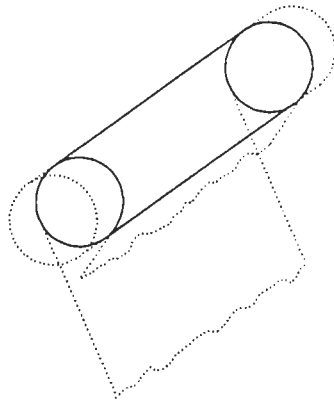


Figure 6 Surface du cylindre.

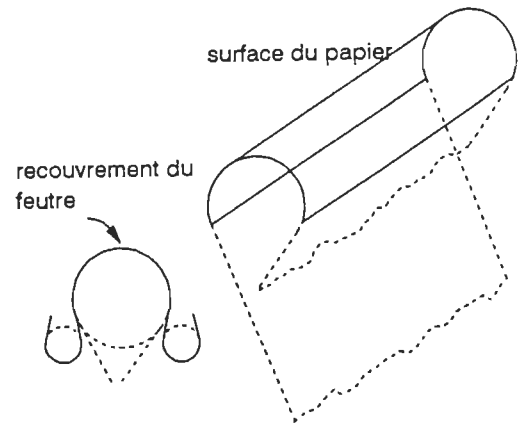


Figure 7 Surface du papier.

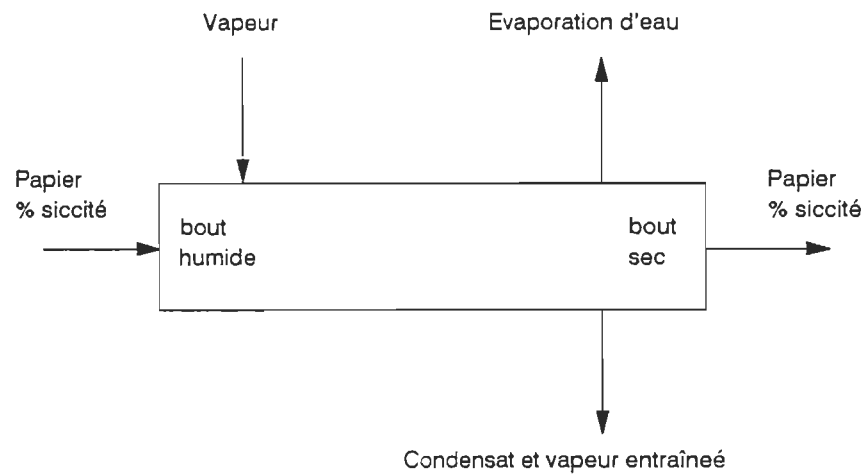


Figure 8 Représentation globale des bilans massique et thermique d'une sécherie multi-cylindres.

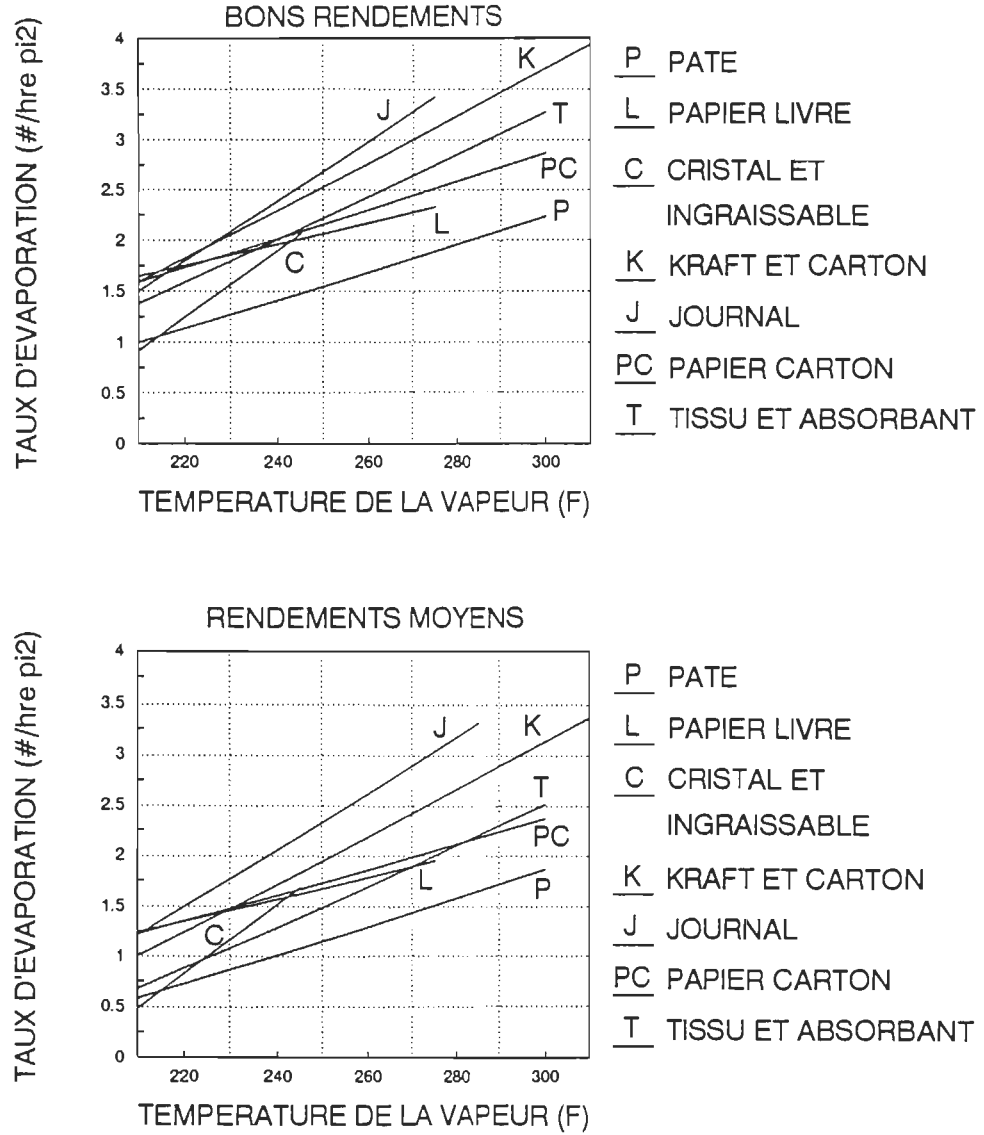


Figure 9 Courbes standard du taux d'évaporation TAPPI.

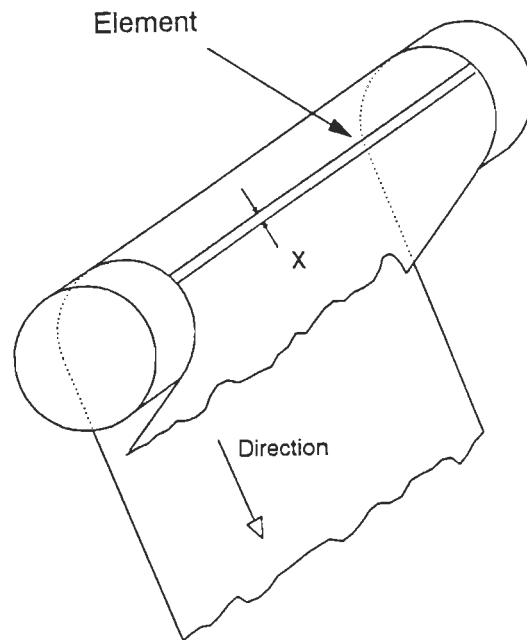


Figure 10 Elément du modèle pour établir les bilans massique et thermique.

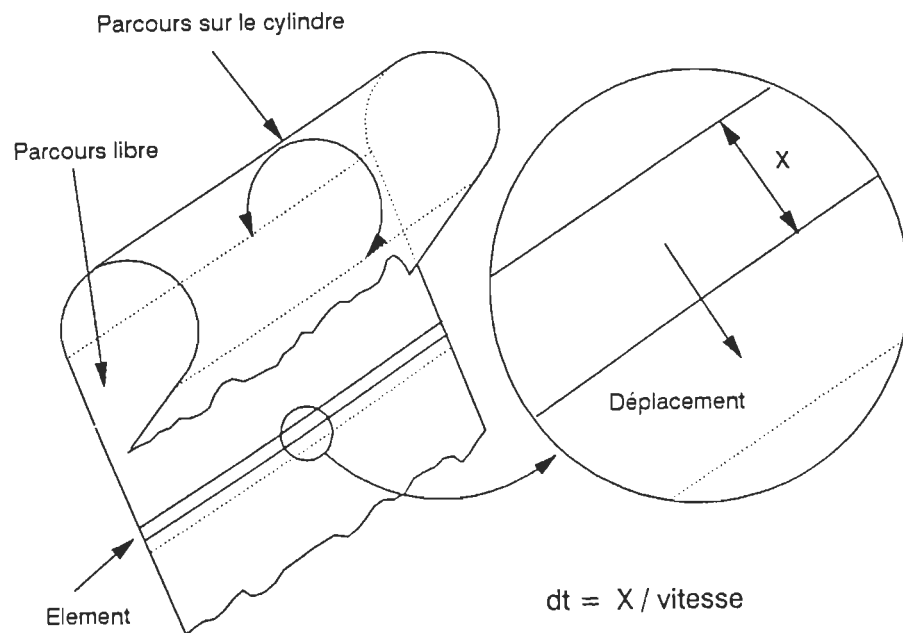


Figure 11 Définition de l'intervalle de temps appliqué aux calculs des bilans.

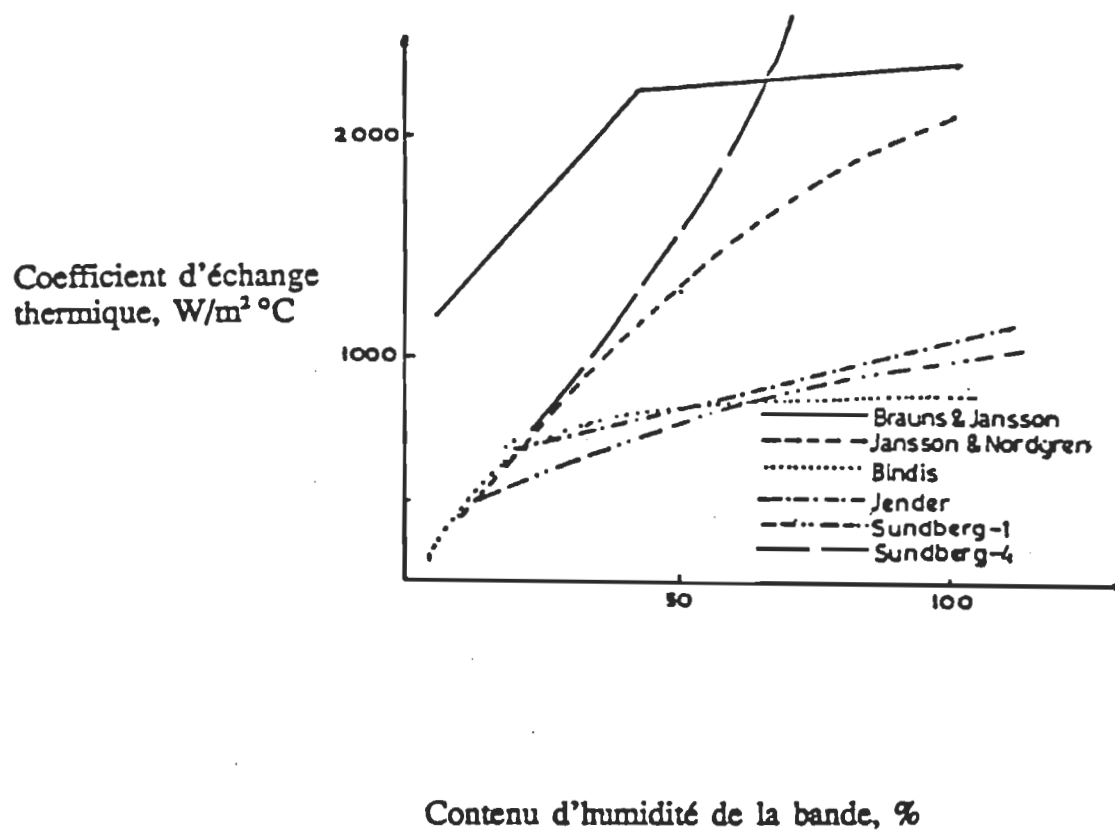


Figure 12 Relation entre le h_{cp} et le contenu d'humidité dans la feuille de papier.

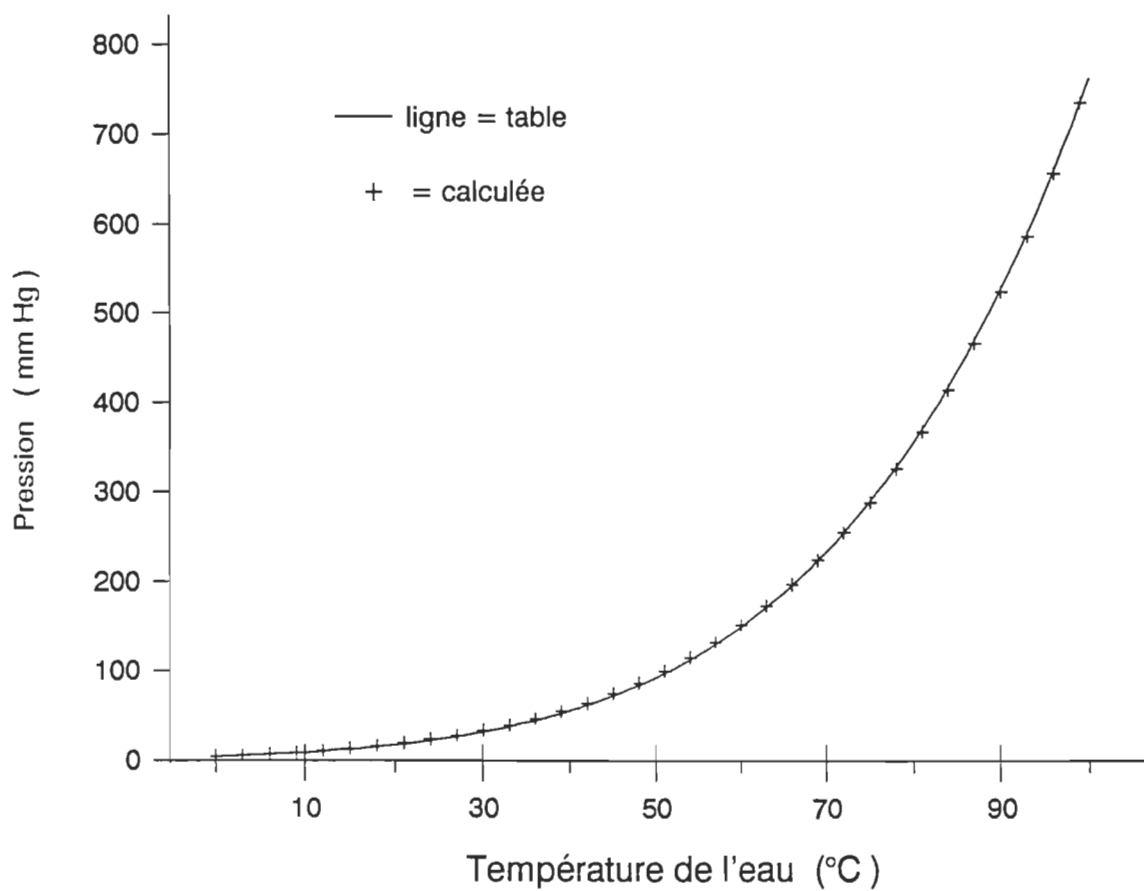


Figure 13 Comparaison des valeurs de pressions de saturation (P_{sat}) réelles avec les résultats obtenus par la méthode de calcul de Riedel (212).

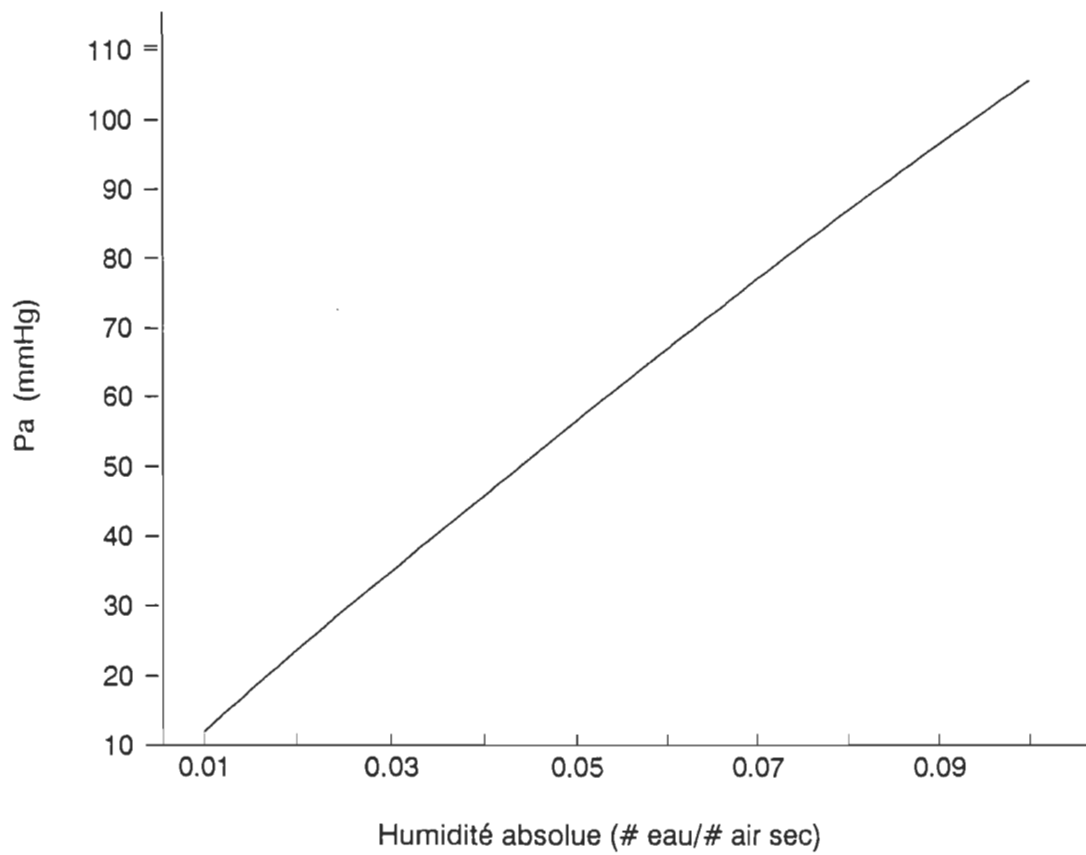
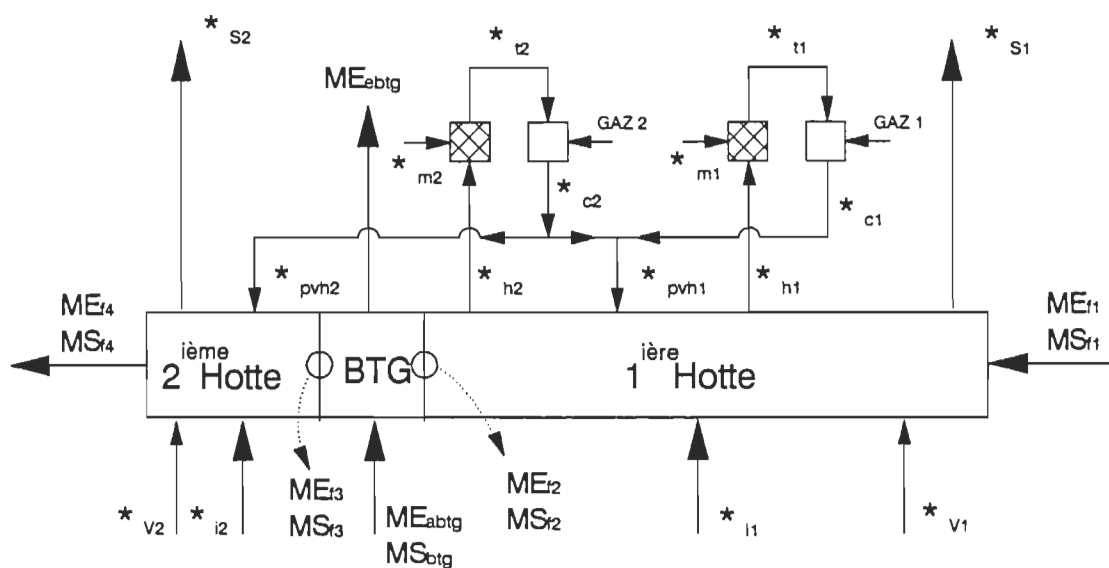


Figure 14 Relation entre l'humidité absolue et la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air.



*.. = Air humide = Air sec + Eau = MA.. + ME..

Ex : $*s_1 = MAs_1 + MES_1$

☒ → Boite de mélange

□ → Brûleur

Figure 15 Bilan de masse autour de la machine à carton.

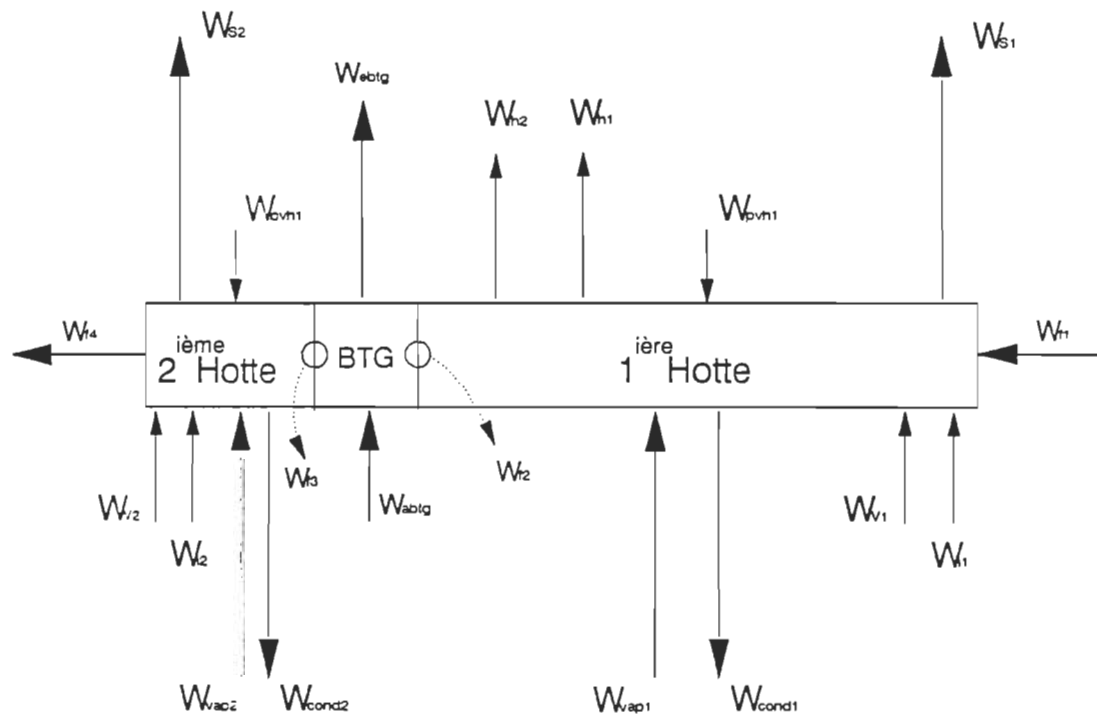


Figure 16 Bilan d'énergie autour de la machine à carton.

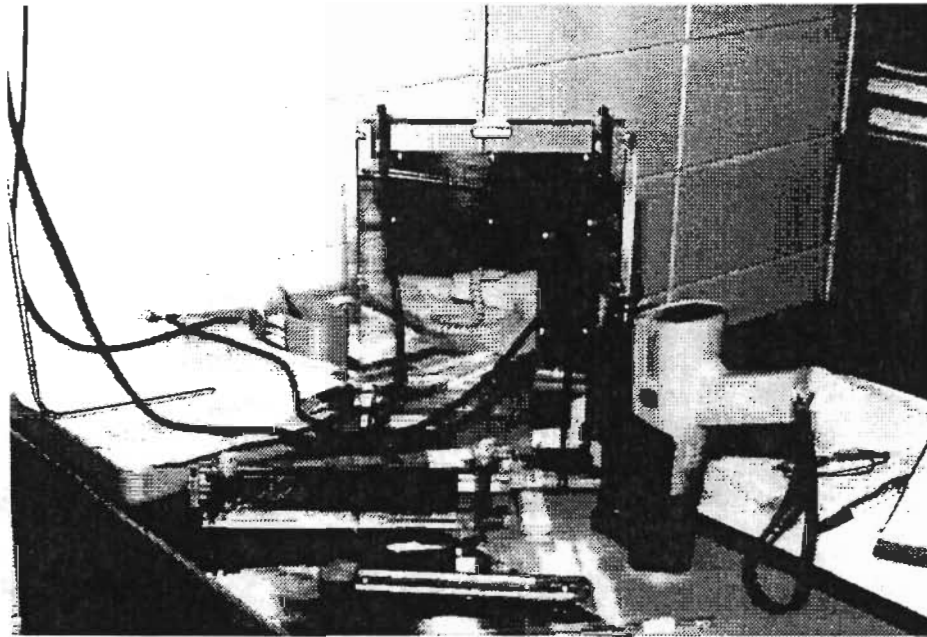


Figure 17 Instruments utilisés pour les mesures en industrie.

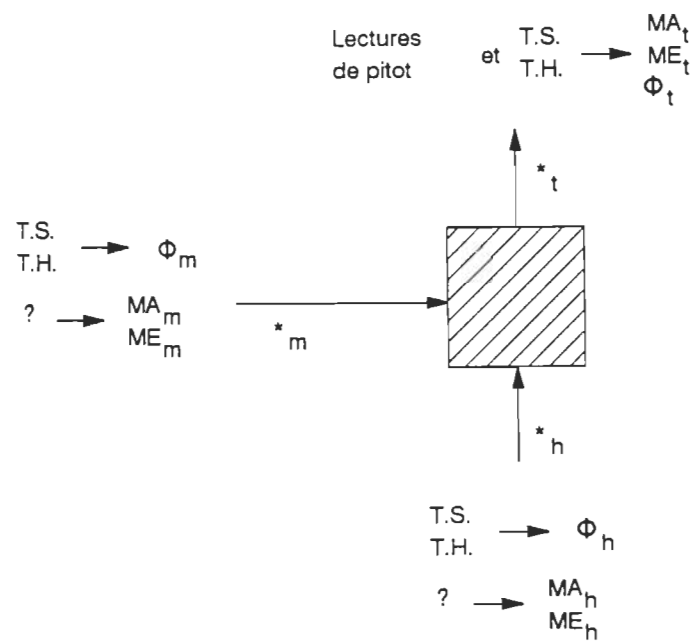


Figure 18 Boîte de mélange de l'air d'alimentation du brûleur.

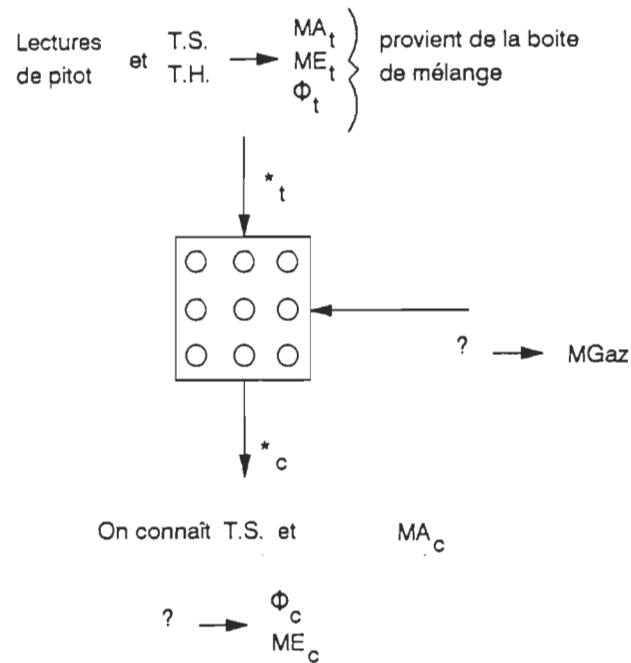


Figure 19 Chambre de combustion et du brûleur.

```

AFFICHAGE DES PARAMETRES
-----
Type de papier      : Boxboard (unfelted)
Vitesse de la machine : 485 pieds par minute
Diametre des rouleaux : 60 po
Poids de base       : 7.4 lb/main
type de Base        : 1b / 100 pi2
Largeur de la feuille : 137 po
Siccite a l'entree  : 40.0 %
Siccite a la sortie  : 92.2 %

Rouleaux de la secherie :
Section:
#1      #2      #3      #4      #5
-----
unirun   :      0      0      0      0      0
ordinaires:    10     18     41     0      0
pression :   42.0    60.0   45.0    0.0    0.0

vacuum requis au Condenseur (po hg) : 9.9
Nombre de sections au condenseur    : 3

Appuyez sur la touche correspondante pour faire des modifications
ou sur Quit pour continuer

```

Figure 20 Menu du programme de simulation globale du 1^{er} test.

Production de papier	: 24584.65
Surface total de sechage	: 12373.95
Livre de papier a la sortie/pi.c.	: 1.99
Livre d'eau evaporee par livre de papier a la sortie	: 1.31
Livre d'eau evaporee/pi.c/heure	: 2.59
Transfert de chaleur, BTU/hre pi.c	: 2800.21
Temperature de la vapeur	: 296.14
Pression moyenne de la vapeur	: 48.48
Chaleur latente de la vapeur	: 912.99
Differentiel de temperature de la vapeur et du centre de la feuille	: 111.14
Coefficient d'echange thermique	: 25.20
Livres de vapeur condensees/pi.c	: 3.07
Surface active par secheur	: 179.33
Livres de vapeur condensees par secheur	: 550.03
Pertes par radiation par secheur	: 50.00
Livre de vapeur pour l'echange T.	: 600.03
Vapeur de balayage par secheur	: 90.00
Vapeur de balayage en pourcent	: 15.00
Vapeur requise par cylindre secheur	: 690.03
Vapeur totale utilisee par la machine	: 47612.11

RESULTATS POUR CHAQUE SECTION

SECTION :	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5	TOTAL
Nbr unitron :	0	0	0	0	0	
Nbr ordn. :	10	18	41	0	0	
Pression :	42.0	60.0	45.0	0.0	0.0	
Condensat :	5865.3	10557.5	24047.6	0.0	0.0	40474.3
Balayage :	1035.0	1863.1	4243.7	0.0	0.0	7141.8
Vapeur tot. :	6900.3	12420.5	28291.3	0.0	0.0	47612.1
WC :	1502.2	2907.9	6244.0	0.0	0.0	10654.2

Figure 21 Résultats obtenus pour le 1^{er} test.

— Valeurs selon les paramètres définis —

Nombre de sècheurs unirus	:	0
Nombre de sècheurs ordinaires	:	69
Nombre de sècheurs totaux	:	69
Pression moyenne	:	48.48 psig
Température moyenne	:	296 °F
Enthalpie vapeur	:	913 BTU/lb
Taux d'évaporation	:	2.593 lb/hr pi ²

Quit Fenêtre change nbr. de Rouleaux change param. Généraux

entrez la pression moyenne assumée :

Pression :	48.48	Température :	296	H (BTU/lb) :	912.99
Production (lb/hre) :	24584.6	Eau évap./pi de larg. :	2810.19		
Taux d'évap (lb/hre/pi ²) :	2.242	Evap. / sècheur (lb/hre) :	35.22		
Nb.Théo. :	80	Nb.tot :	80	Nb.+10% :	88
				Nb.pocket :	72

Quit Fenêtre — détermination du nombre de rouleaux —

Figure 22 Résultats comparatifs des courbes TAPPI et des résultats du 1^{ier} test.

— Valeurs selon les paramètres définis —

Nombre de sècheurs unirus	:	0
Nombre de sècheurs ordinaires	:	69
Nombre de sècheurs totaux	:	69
Pression moyenne	:	48.48 psig
Température moyenne	:	296 °F
Enthalpie vapeur	:	913 BTU/lb
Taux d'évaporation	:	2.593 lb/hr pi ²

Quit Fenêtre change nbr. de Rouleaux change param. Généraux

entrez la pression moyenne assumée :

Pression :	75.53	Température :	321	H (BTU/lb) :	894.50
Production (lb/hre) :	24584.6	Eau évap./pi de larg. :	2810.19		
Taux d'évap (lb/hre/pi ²) :	2.608	Evap. / sècheur (lb/hre) :	40.97		
Nb.Théo. :	69	Nb.tot :	69	Nb.+10% :	75
				Nb.pocket :	62

Quit Fenêtre — détermination du nombre de rouleaux —

Figure 23 Suite de la figure 22.

AFFICHAGE DES PARAMETRES

Type de papier : Boxboard (felted)
 Vitesse de la machine : 485 pieds par minute
 Diametre des rouleaux : 60 po
 Poids de base : 7.4 lb/main
 type de Base : 1b / 100 pi2
 Largeur de la feuille : 137 po
 Siccite a l'entree : 40.0 %
 Siccite a la sortie : 92.2 %

Rouleaux de la secherie :

Section:	#1	#2	#3	#4	#5
unirun :	0	0	0	0	0
ordinaires:	10	18	41	0	0
pression :	42.0	60.0	45.0	0.0	0.0

vacuum requis au Condenseur (po hg) : 9.9
 Nombre de sections au condenseur : 3

Appuyez sur la touche correspondante pour faire des modifications
 ou sur Quit pour continuer

Figure 24 Menu du programme de simulation globale du 2^{ème} test.

Production de papier : 24584.55
 Surface total de sechage : 12373.95
 Livre de papier a la sortie/pi.c. : 1.99
 Livre d'eau evaporee par livre
 de papier a la sortie : 1.31
 Livre d'eau evaporee/pi.c/heure : 2.59
 Transfert de chaleur, BTU/hre pi.c : 2800.21
 Temperature de la vapeur : 296.14
 Pression moyenne de la vapeur : 48.48
 Chaleur latente de la vapeur : 912.99
 Differentiel de temperature de la
 vapeur et du centre de la feuille : 111.14
 Coefficient d'echange thermique : 25.20
 Livres de vapeur condensees/pi.c : 3.07
 Surface active par secheur : 179.33
 Livres de vapeur condensees par
 secheur : 550.03
 Pertes par radiation par secheur : 50.00
 Livre de vapeur pour l'echange T. : 600.03
 Vapeur de balayage par secheur : 90.00
 Vapeur de balayage en pourcent : 15.00
 Vapeur requise par cylindre secheur : 690.03
 Vapeur totale utilisee par la machine : 47612.11

RESULTATS POUR CHAQUE SECTION

=====

SECTION :	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5	TOTAL
	-----	-----	-----	-----	-----	-----
Nbr univ. :	0	0	0	0	0	
Nbr ordin. :	10	18	41	0	0	
Pression :	42.0	60.0	45.0	0.0	0.0	
Condensat :	5865.3	10557.5	24047.6	0.0	0.0	40474.3
Balayage :	1035.0	1863.1	4243.7	0.0	0.0	7141.8
Vapeur tot. :	6900.3	12420.5	28291.3	0.0	0.0	47612.1
WC :	1502.2	2907.9	6244.0	0.0	0.0	10654.2

Figure 25 Résultats obtenus pour le 2^{ème} test.

— Valeurs selon les paramètres définis —

Nombre de sècheurs unirus	:	0
Nombre de sècheurs ordinaires	:	69
Nombre de sècheurs totaux	:	69
Pression moyenne	:	48.48 psig
Température moyenne	:	296 °F
Enthalpie vapeur	:	913 BTU/lb
Taux d'évaporation	:	2.593 lb/hr pi ²

Quit Fenêtre change nbr. de Rouleaux change param. Généraux

entrez la pression moyenne assumée :

Pression :	48.48	Température :	296	H (BTU/lb) :	912.99
Production (lb/hre) :	24584.6	Eau évap./pi de larg. :	2810.19		
Taux d'évap (lb/hre/pi ²) :	3.002	Evap. / sècheur (lb/hre) :	47.16		
Nb.Théo. :	60	Nb.tot :	60	Nb.+10% :	66
				Nb.pocket :	54

Quit Fenêtre

— détermination du nombre de rouleaux —

Figure 26 Résultats comparatifs des courbes TAPPI et des résultats du 2^{ème} test.

AFFICHAGE DES PARAMETRES

Type de papier	:	Papier journal (référence)				
Vitesse de la machine	:	2800 pieds par minute				
Diametre des rouleaux	:	60 po				
Poids de base	:	30.0 lb/main				
type de Base	:	lb/3000 pi ²				
Largeur de la feuille	:	153 po				
Siccite a l'entree	:	43.0 %				
Siccite a la sortie	:	92.0 %				

Rouleaux de la secherie :

Section:	#1	#2	#3	#4	#5
unirun :	0	7	0	0	0
ordinaires:	6	0	14	14	0
pression :	15.0	5.0	30.0	45.0	0.0

vacuum requis au Condenseur (po hg) : 9.9
 Nombre de sections au condenseur : 3

Appuyez sur la touche correspondante pour faire des modifications
 ou sur Quit pour continuer

Figure 27 Menu du programme de simulation globale du 3^{ème} test.

Production de papier	: 21420.00
Surface total de sechage	: 8211.34
Livre de papier a la sortie/pi.c.	: 2.51
Livre d'eau evaporee par livre de papier a la sortie	: 1.14
Livre d'eau evaporee/pi.c/heure	: 2.97
Transfert de chaleur, BTU/hre pi.c	: 3210.38
Temperature de la vapeur	: 272.12
Pression moyenne de la vapeur	: 28.56
Chaleur latente de la vapeur	: 930.26
Differentiel de temperature de la vapeur et du centre de la feuille	: 87.12
Coefficient d'echange thermique	: 36.85
Livres de vapeur condensees/pi.c	: 3.45
Surface active par secheur	: 200.28
Livres de vapeur condensees par secheur	: 691.16
Pertes par radiation par secheur	: 50.00
Livre de vapeur pour l'echange T.	: 741.16
Vapeur de balayage par secheur	: 185.29
Vapeur de balayage en pourcent	: 25.00
Vapeur requise par cylindre secheur	: 926.45
Vapeur totale utilisee par la machine	: 44469.78

RESULTATS POUR CHAQUE SECTION

SECTION	: # 1	# 2	# 3	# 4	# 5	TOTAL
Nbr unrun	: 0	7	0	0	0	
Nbr ordin.	: 6	0	14	14	0	
Pression	: 15.0	5.0	30.0	45.0	0.0	
Condensat	: 5027.4	4863.9	11730.5	11730.5	0.0	33352.3
Balayage	: 1675.8	1621.3	3910.2	3910.2	0.0	11117.4
Vapeur tot.	: 6703.2	6485.2	15640.7	15640.7	0.0	44469.8
WC	: 1867.9	1691.5	4658.7	0.0	0.0	8218.2

Figure 28 Résultats obtenus pour le 3^{ème} test.

Valeurs selon les paramètres définis

Nombre de sècheurs unirus	: 7
Nombre de sècheurs ordinaires	: 34
Nombre de sècheurs totaux	: 41
Pression moyenne	: 28.66 psig
Température moyenne	: 272 °F
Enthalpie vapeur	: 930 BTU/lb
Taux d'évaporation	: 2.973 lb/hr pi ²

Quit Fenêtre change nbr. de Rouleaux change param. Généraux

entrez la pression moyenne assumée :

Pression : 28.66	Température : 272	H (BTU/lb) : 930.26
Production (lb/hre) : 21420.0	Eau évap./pi de larg. : 1914.42	
Taux d'évap (lb/hre/pi ²) : 3.303	Evap. / sècheur (lb/hre) : 51.88	
Nb. Théo. : 37	Nb. tot : 40	Nb. +10% : 44
Nb. pocket : 36		

Quit Fenêtre

détermination du nombre de rouleaux

Figure 29 Résultats comparatifs des courbes TAPPI et des résultats du 3^{ème} test.

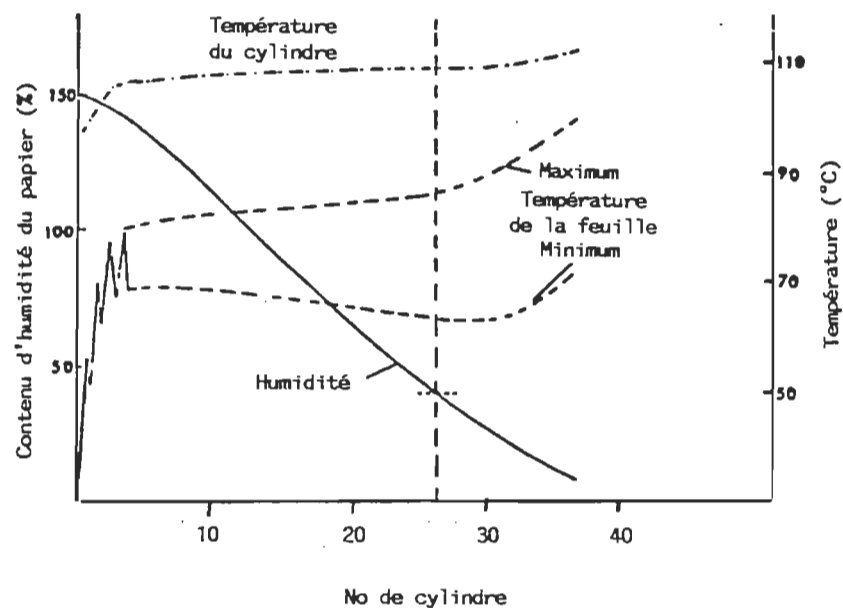


Figure 30 Résultats de simulation obtenus par Kirk (119), humidité et température de la feuille et des cylindres en fonction du numéro des cylindres.

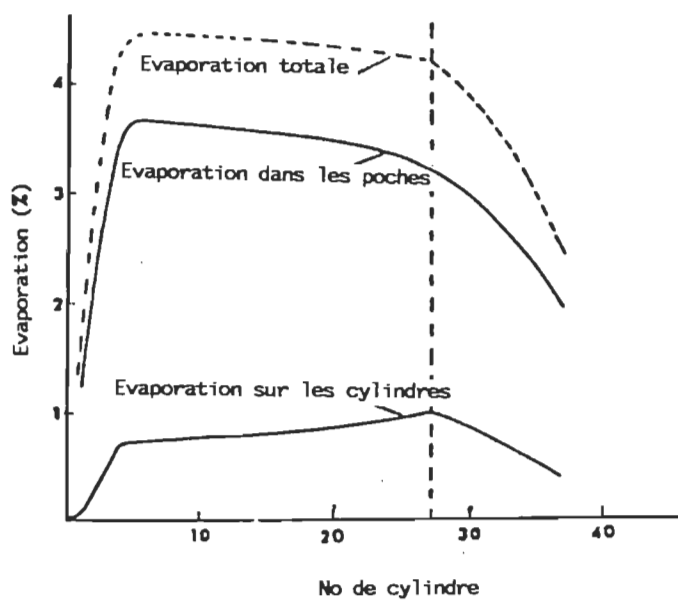


Figure 31 Pourcentage d'évaporation sur le cylindre et dans le parcours libre en fonction du numéro du cylindre.

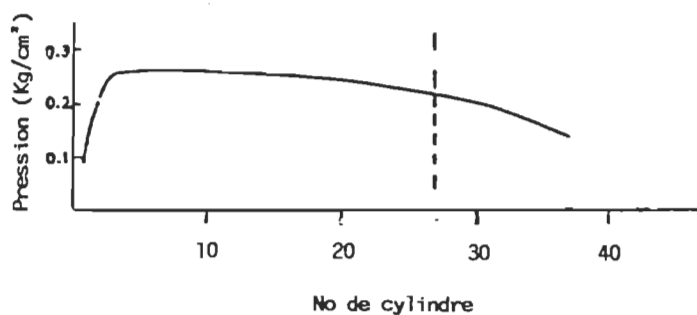


Figure 32 Pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air (p_a) en fonction du numéro des cylindres.

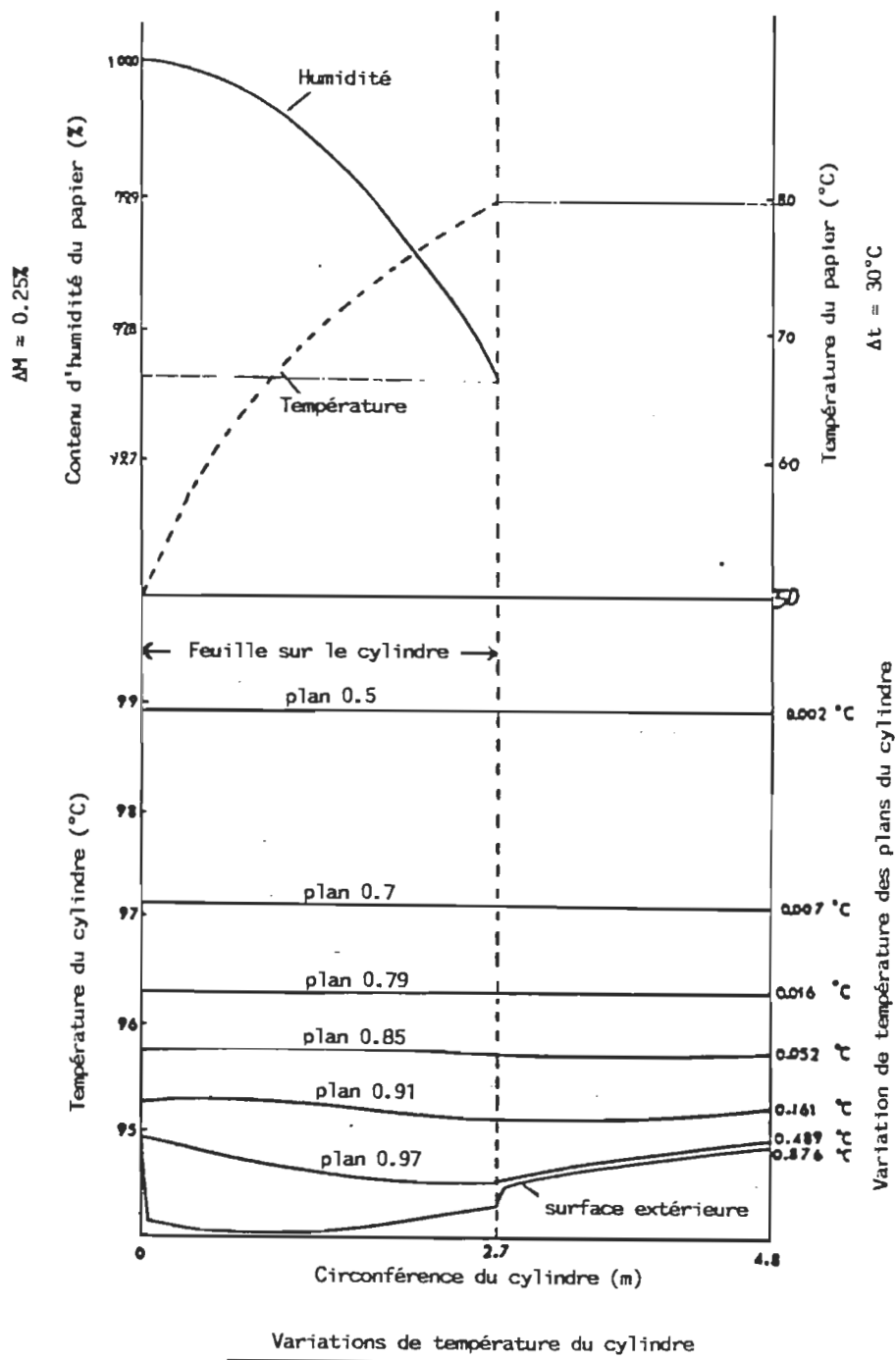
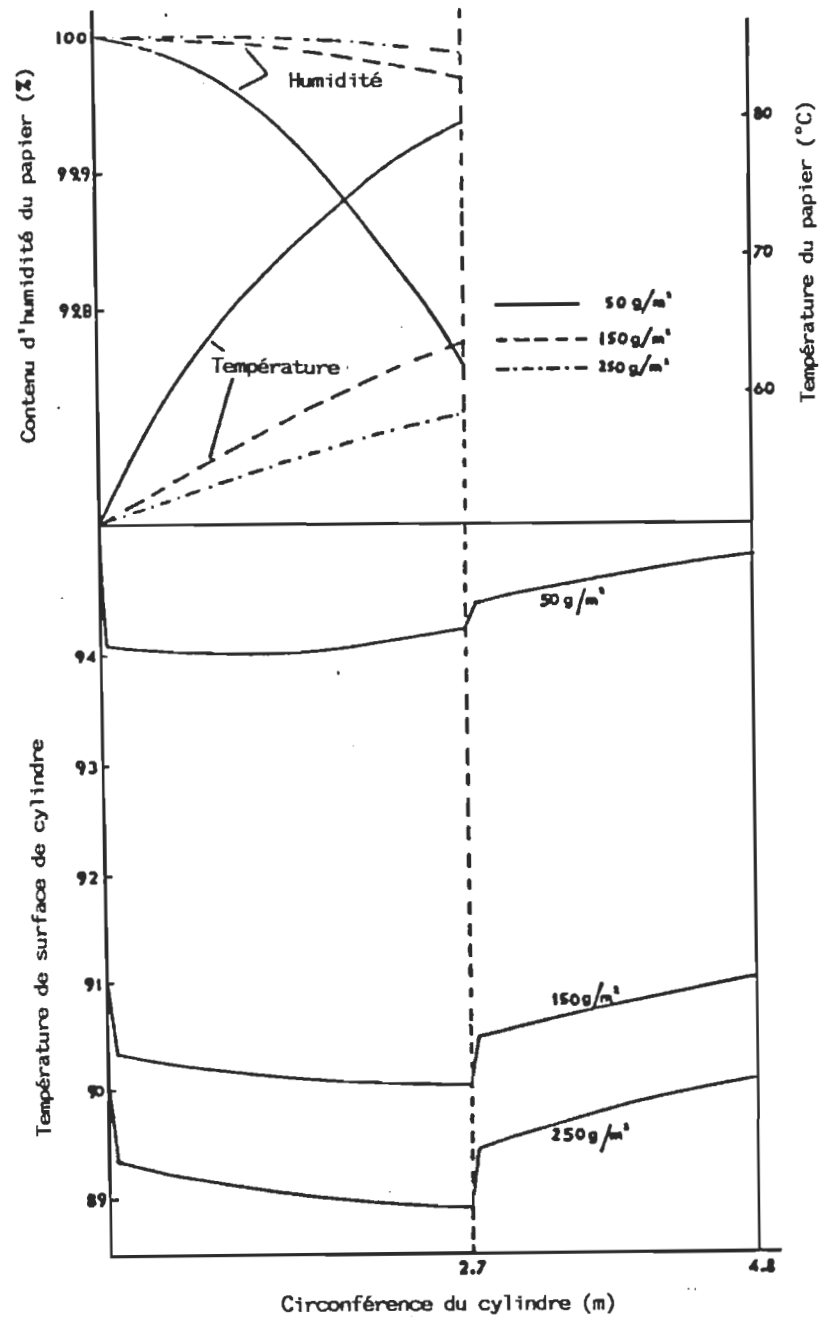


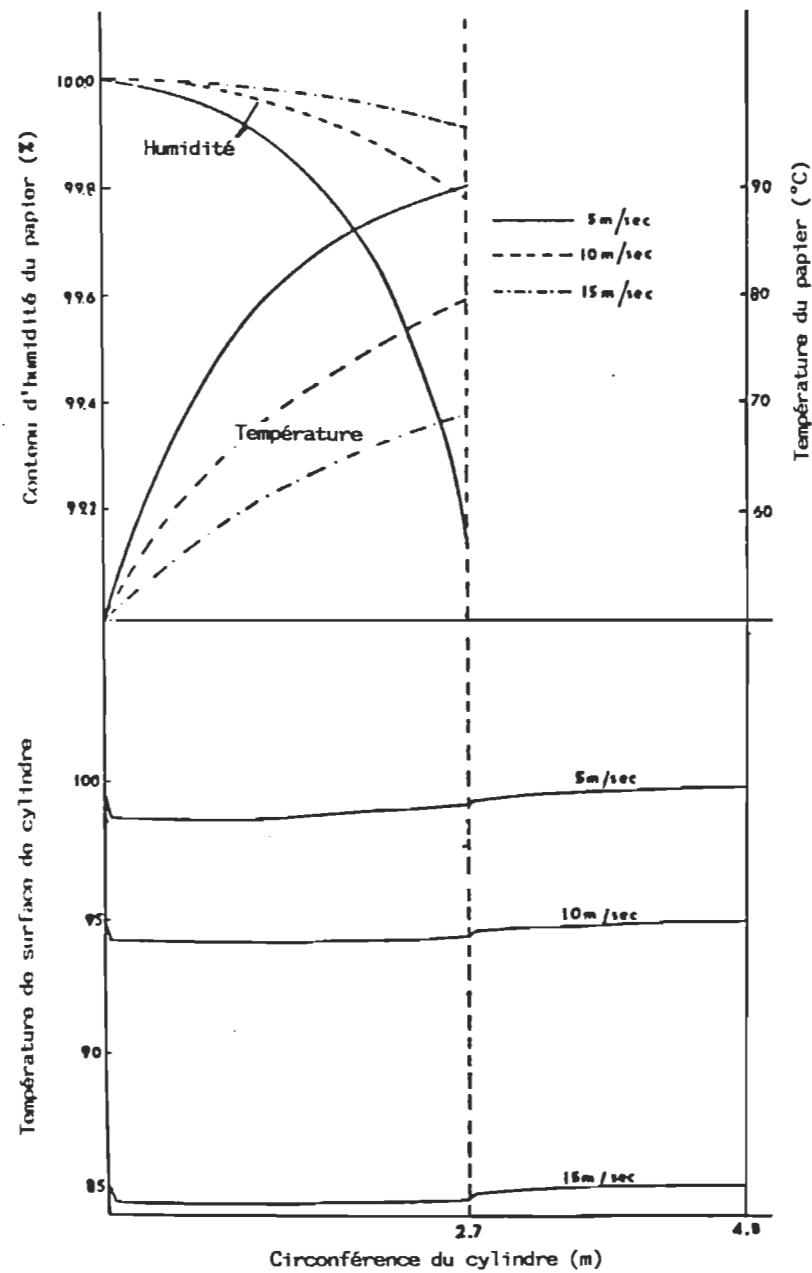
Figure 33

Résultats de simulation obtenus par Kirk (119), humidité et température de la feuille et du cylindre en fonction de la position du parcours de la feuille. (La première partie représente le contact de la feuille sur le cylindre, et la deuxième partie représente le parcours libre.)



Effet du poids de base sur la température du cylindre

Figure 34 Variation de certains paramètres (humidité et température de la feuille et de surface de cylindre) en fonction de la position de la feuille pour un cylindre, pour différents grammages.



Effet de la variation de vitesse sur la température du cylindre

Figure 35 Variation de certains paramètres (humidité et température de la feuille et de surface de cylindre) en fonction de la position de la feuille pour un cylindre, pour différentes vitesses.

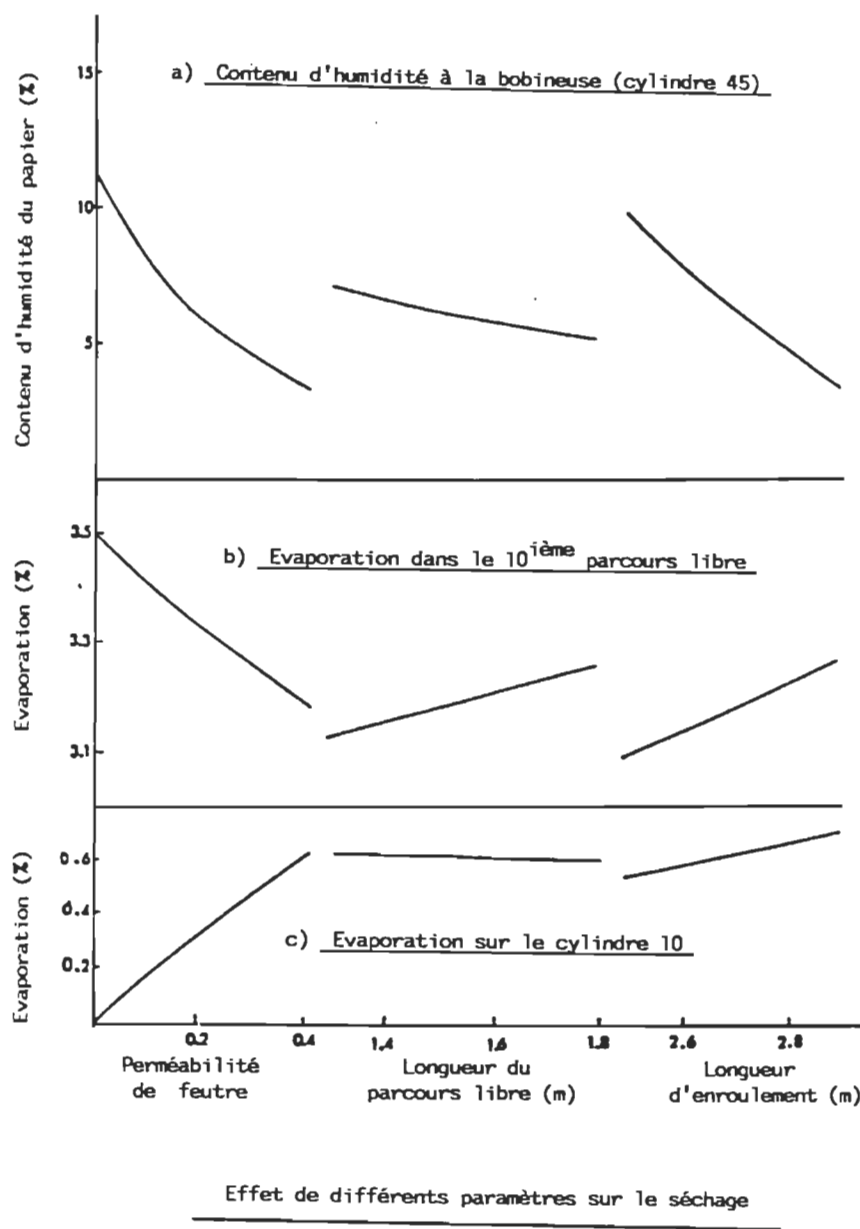


Figure 36

Variations du pourcentage d'évaporation pour le 10^{ième} cylindre et du contenu d'humidité pour le 45^{ième} cylindre en fonction de trois paramètres: la porosité du feutre, la longueur du parcours libre, et la longueur de l'enveloppement de la feuille sur le cylindre.

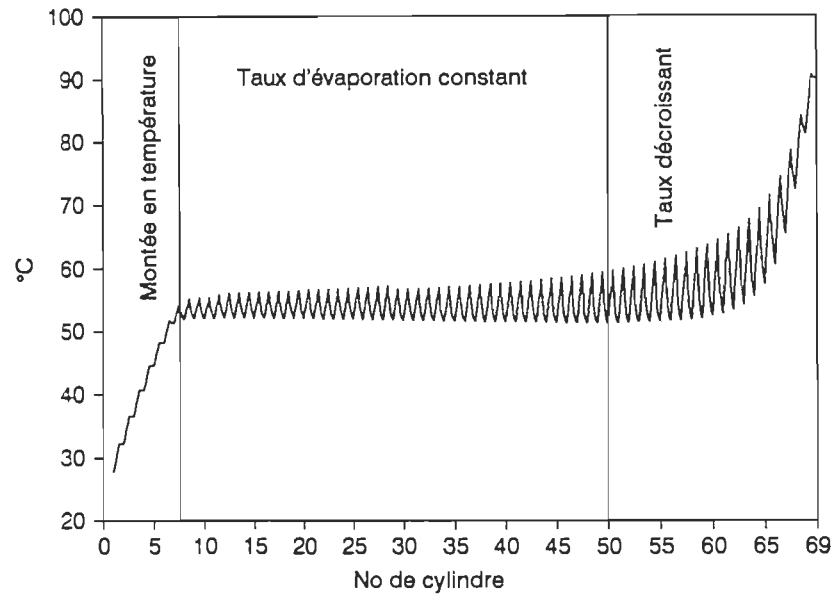


Figure 37 Température de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).

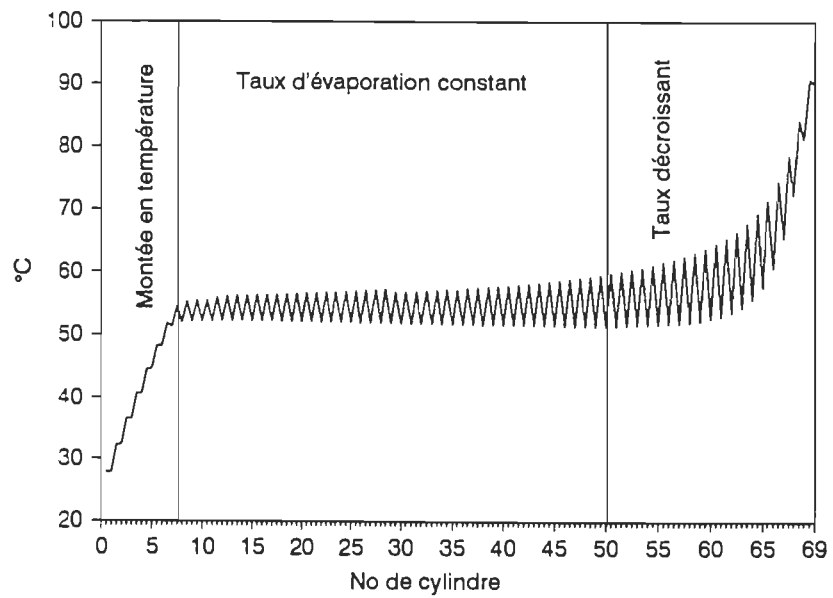


Figure 38 Température de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (2 valeurs par cylindre).

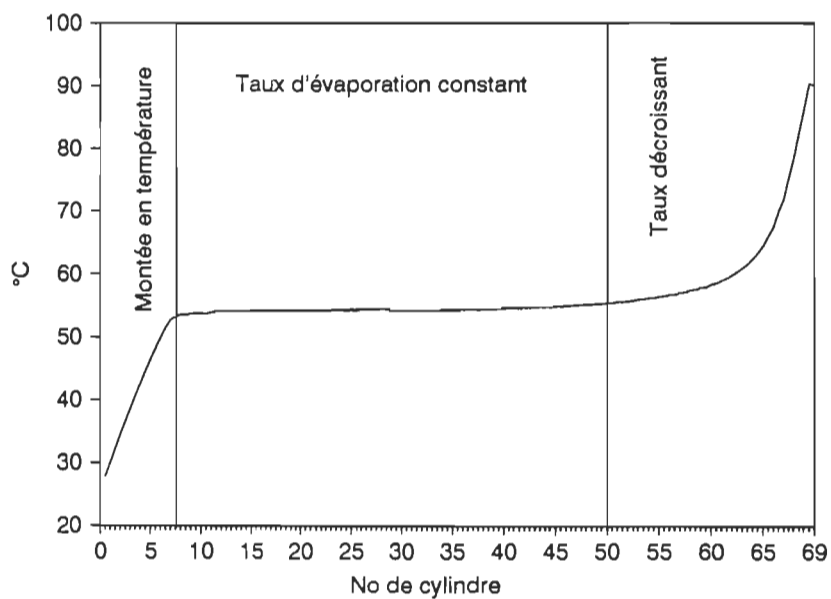


Figure 39 Température moyenne de la feuille pour chaque section correspondant à un cylindre le long de son parcours dans la sécherie.

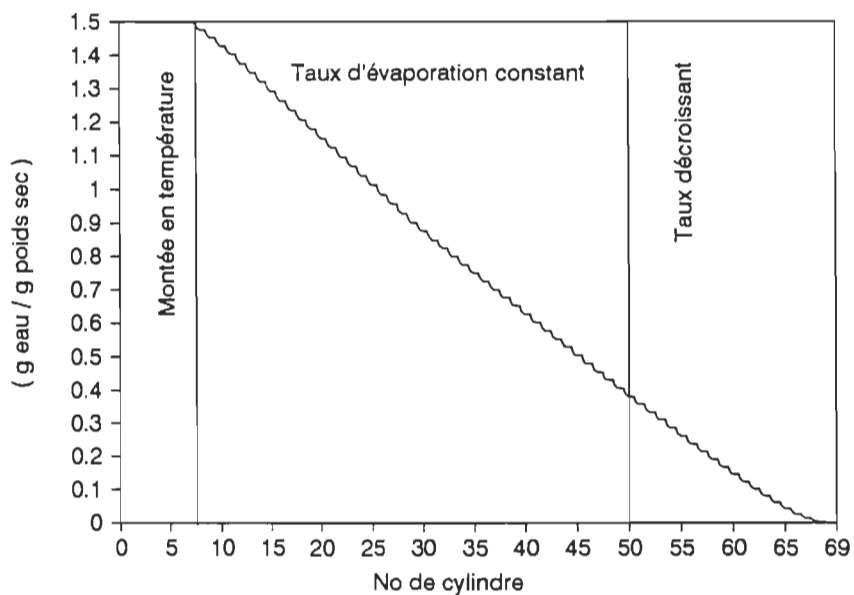


Figure 40 Humidité (base sèche) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).

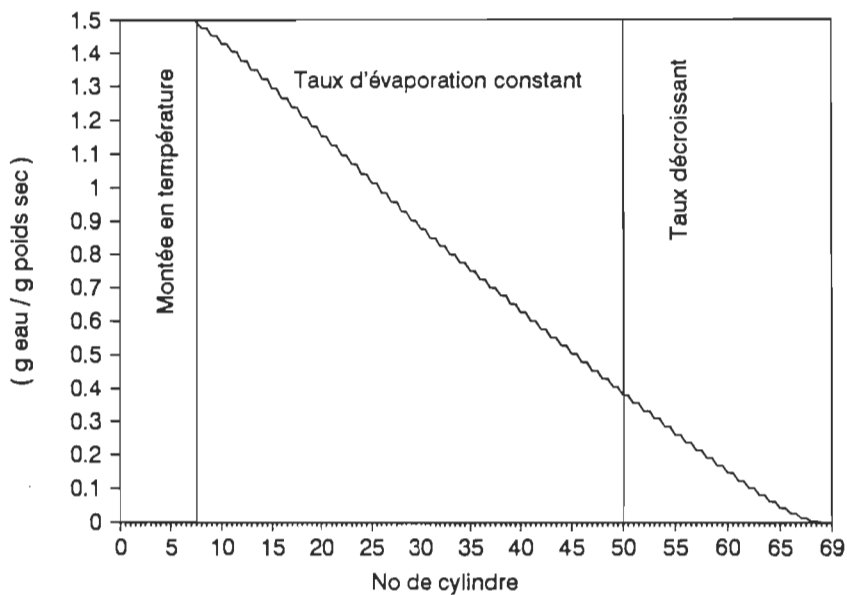


Figure 41 Humidité (base sèche) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (2 valeurs par cylindre).

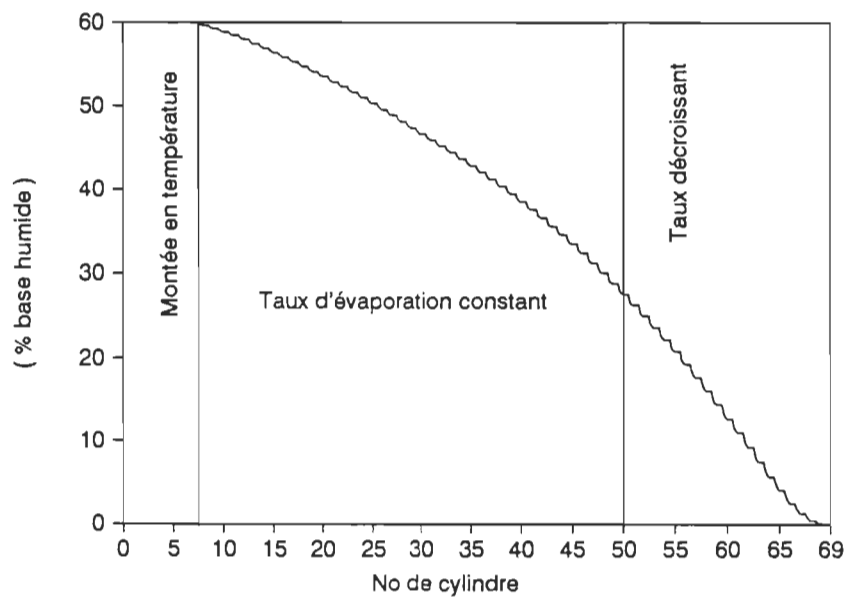


Figure 42 Humidité (base humide) de la feuille le long de son parcours dans la sécherie (10 valeurs par cylindre).

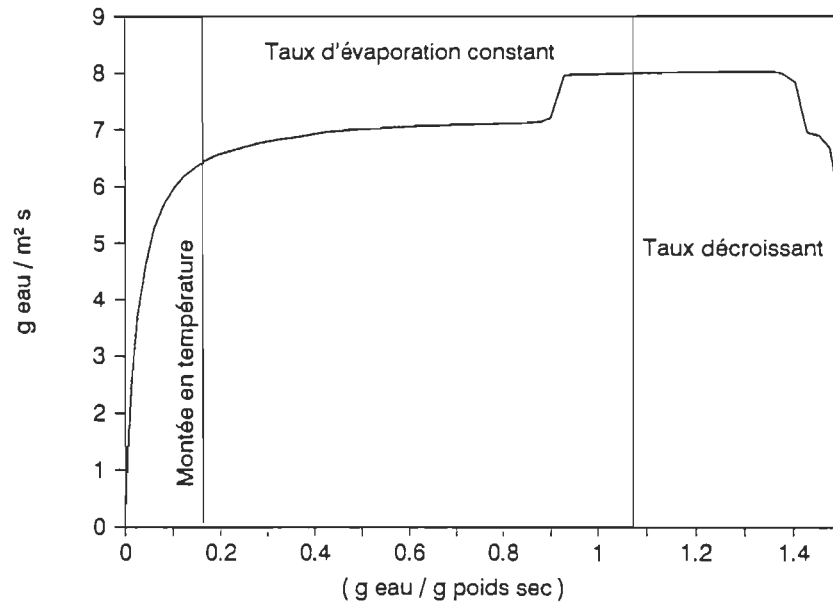


Figure 43 Taux d'évaporation moyen (g eau/m²s) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction de l'humidité à la fin de chaque cycle correspondant à chaque cylindre.

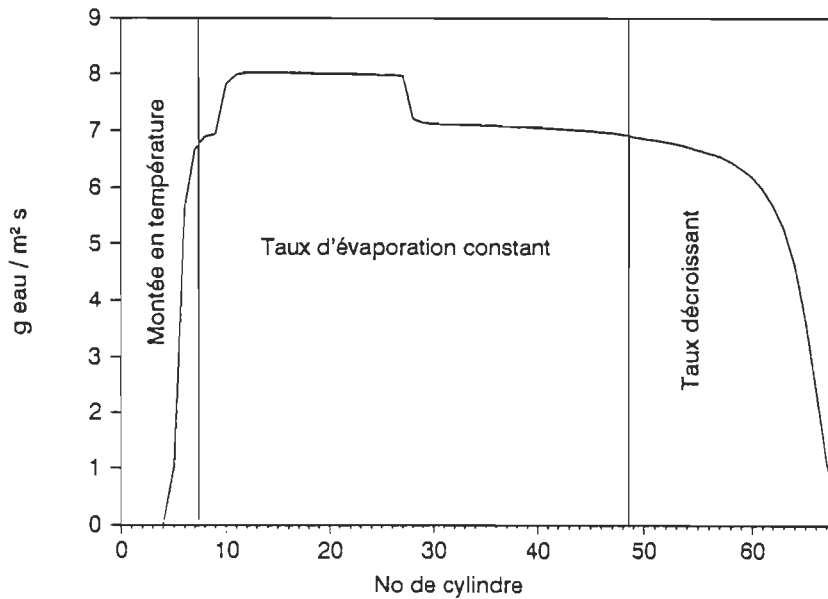


Figure 44 Taux d'évaporation moyen (g eau/m²s) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.

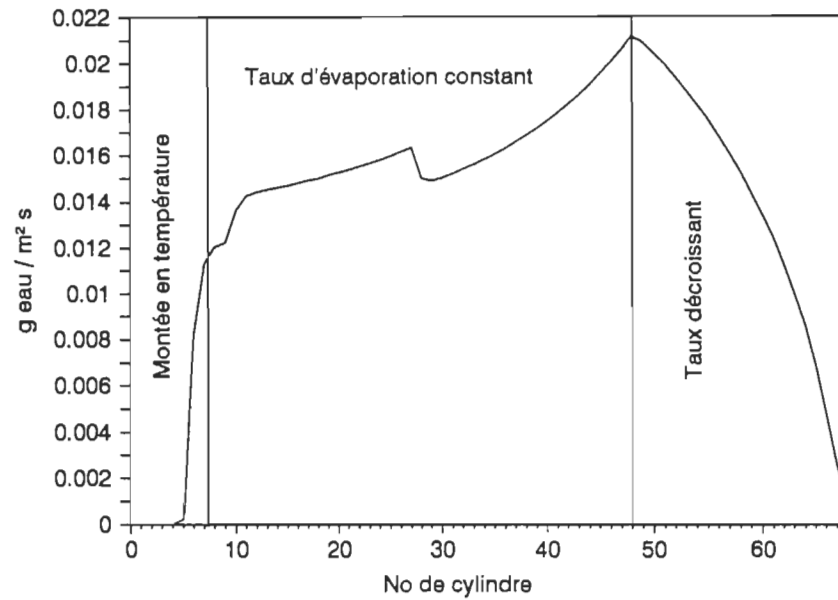


Figure 45 Taux d'évaporation moyen (g eau/m²s) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.

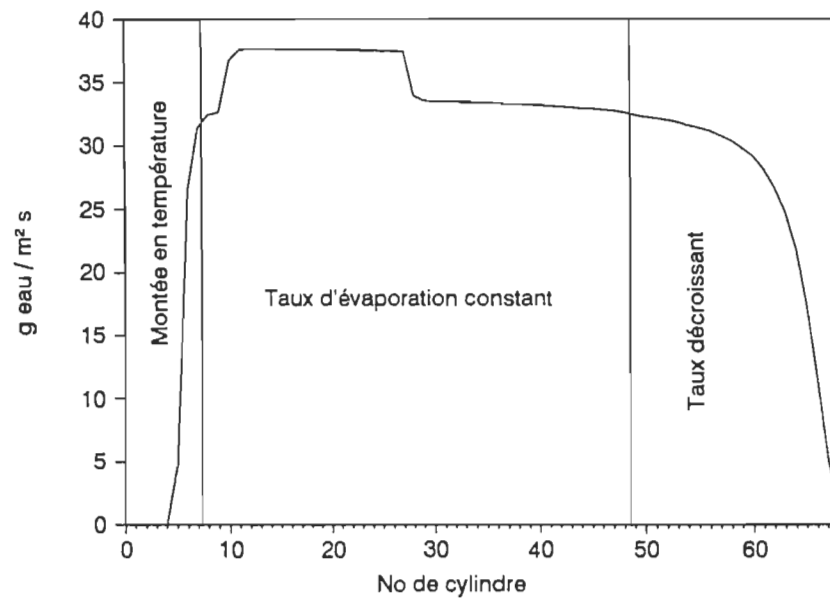


Figure 46 Taux d'évaporation moyen (g eau/m²s) pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.

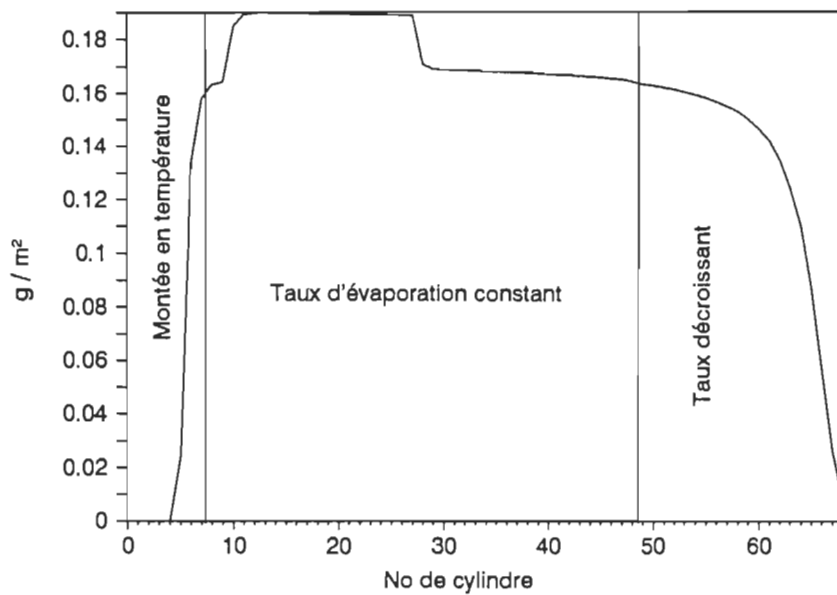


Figure 47 Evaporation totale (g eau/m^2) pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.

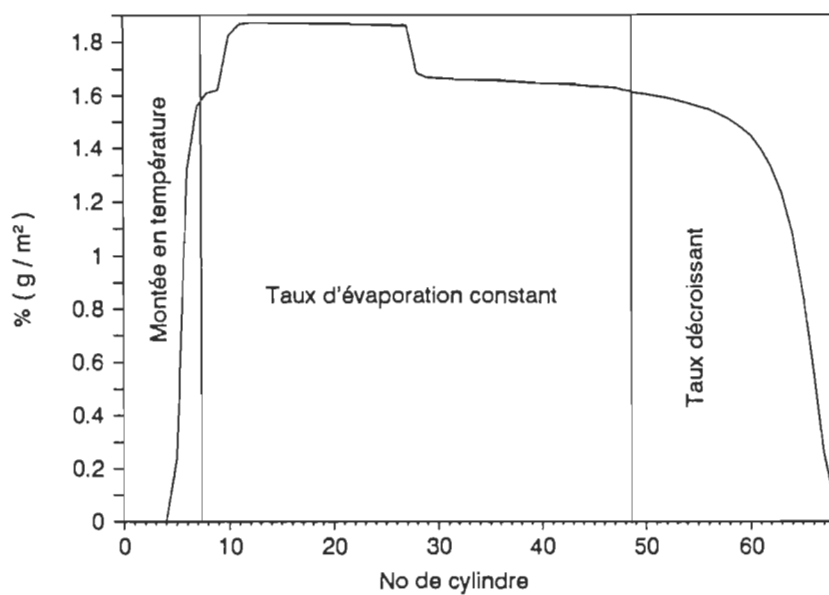


Figure 48 Evaporation totale en pourcentage $\%(\text{g eau/m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre et parcours libre en fonction du no du cylindre.

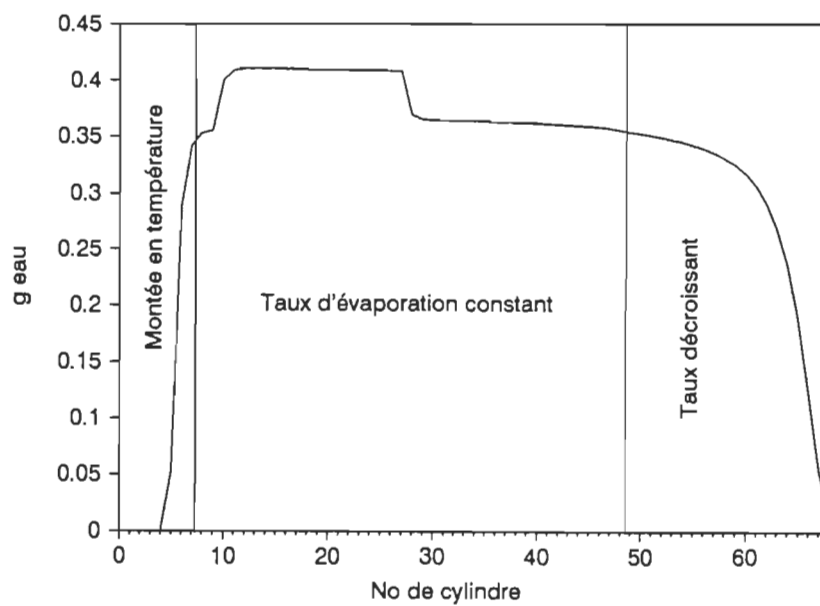


Figure 49 Evaporation totale (cylindre et parcours libre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.

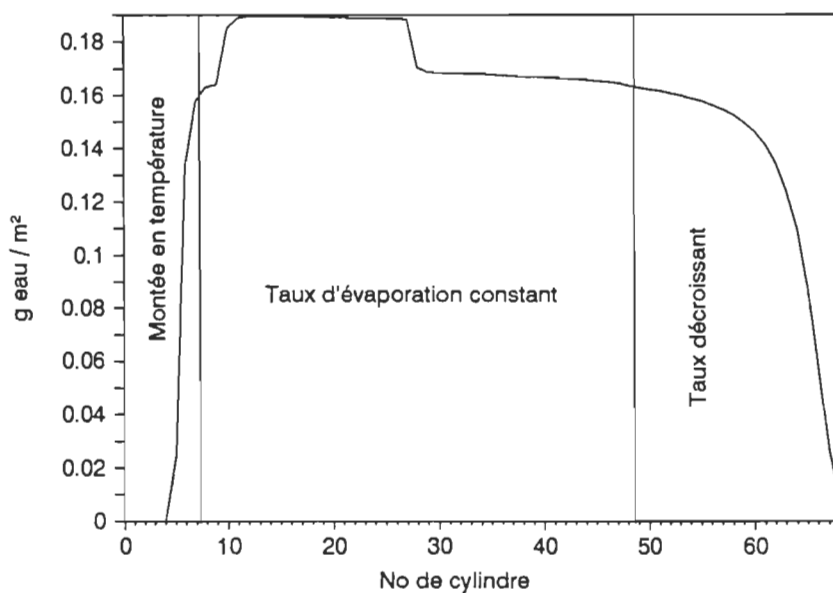


Figure 50 Evaporation (g eau/m²) pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.

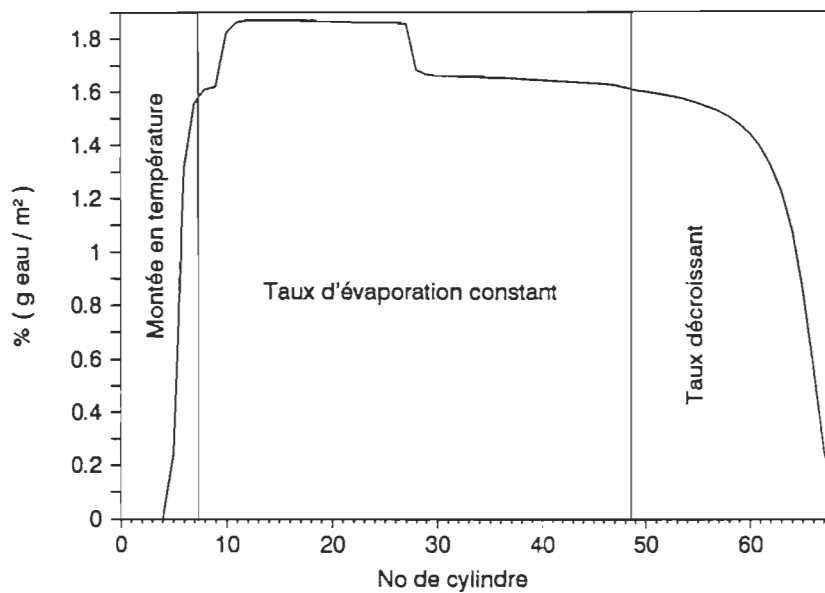


Figure 51 Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau} / \text{m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.

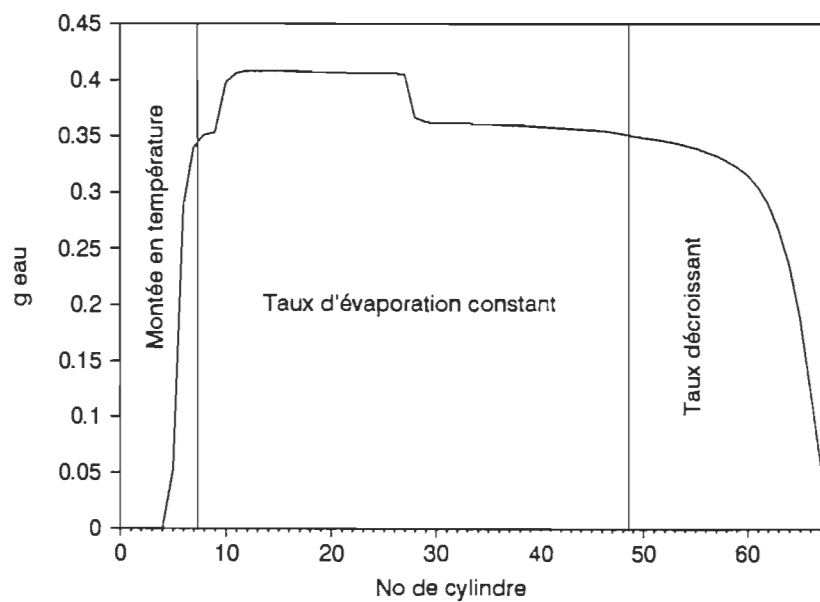


Figure 52 Evaporation (parcours libre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.

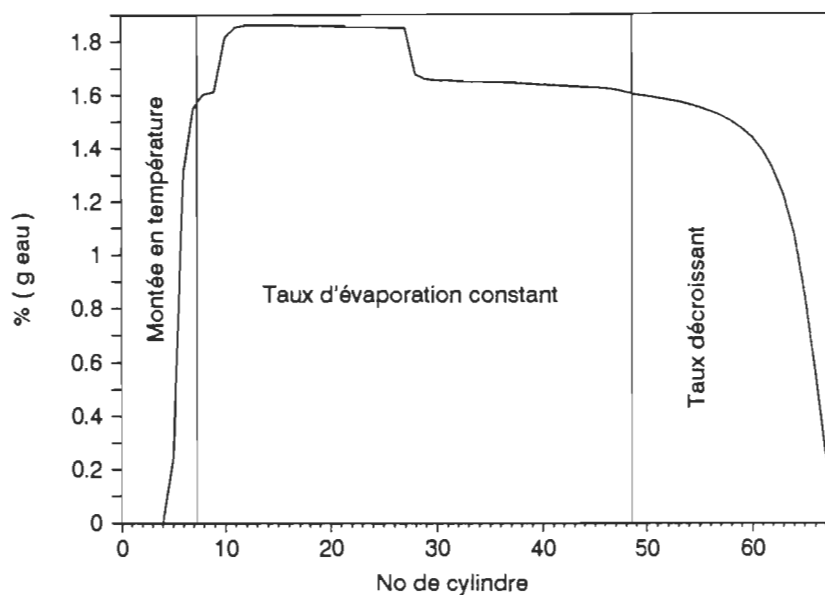


Figure 53 Evaporation en pourcentage %(g eau) par rapport à toute la sécherie pour chaque parcours libre en fonction du no du cylindre.

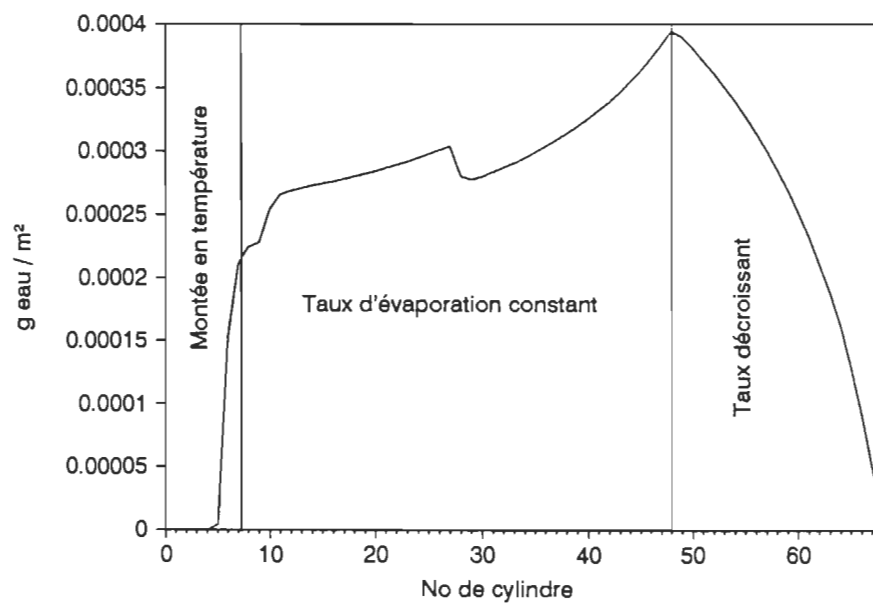


Figure 54 Evaporation (g eau/m²) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.

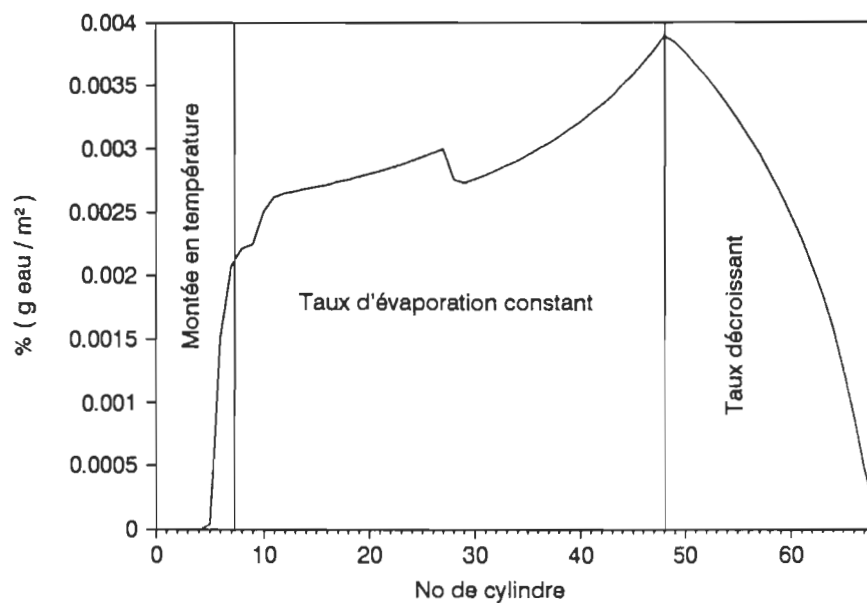


Figure 55 Evaporation en pourcentage $\%(\text{g eau} / \text{m}^2)$ par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.

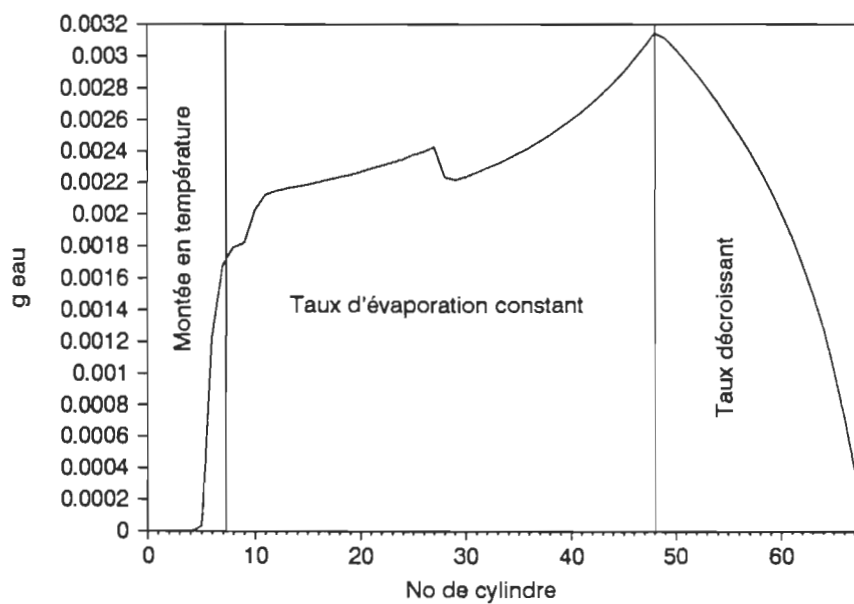


Figure 56 Evaporation (cylindre) en gramme d'eau pour un intervalle "dt" en fonction du no du cylindre.

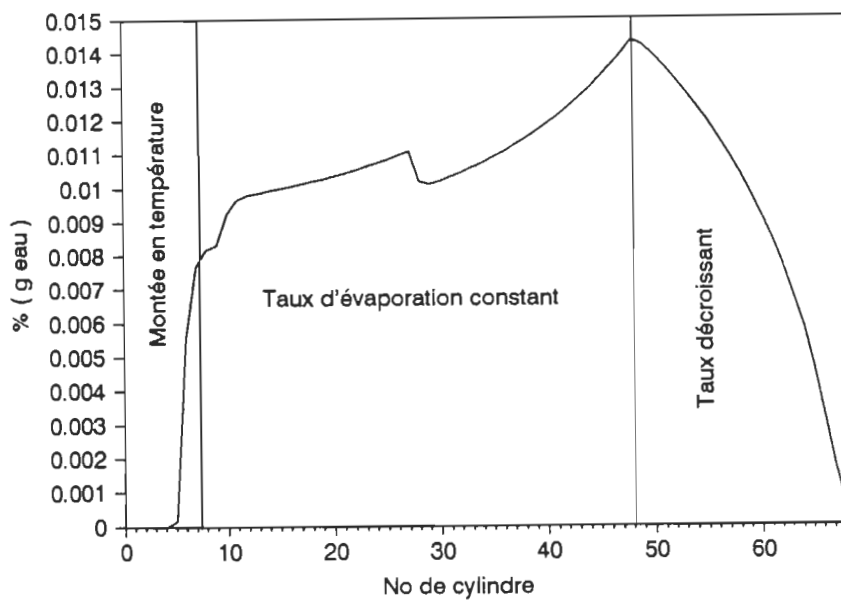


Figure 57 Evaporation en pourcentage %(g eau) par rapport à toute la sécherie pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.

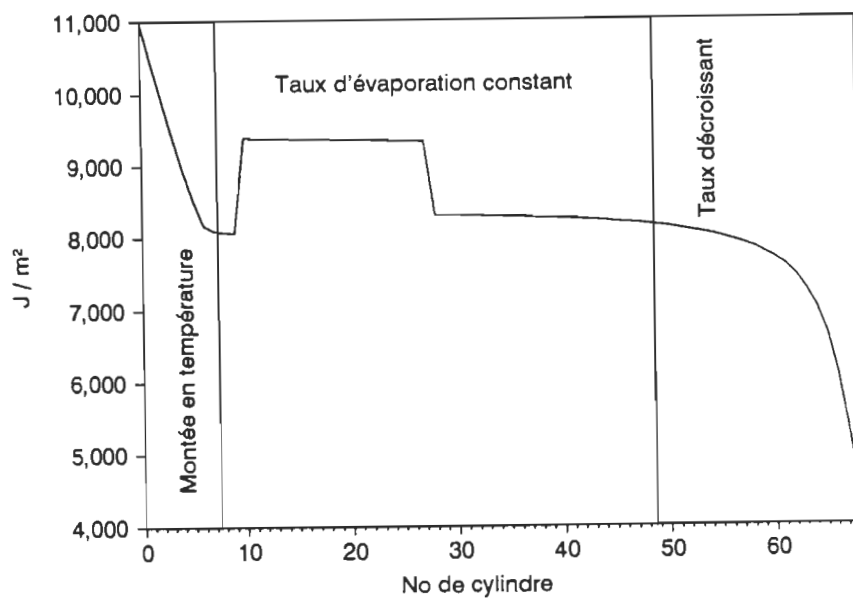


Figure 58 Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise du cylindre au papier pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.

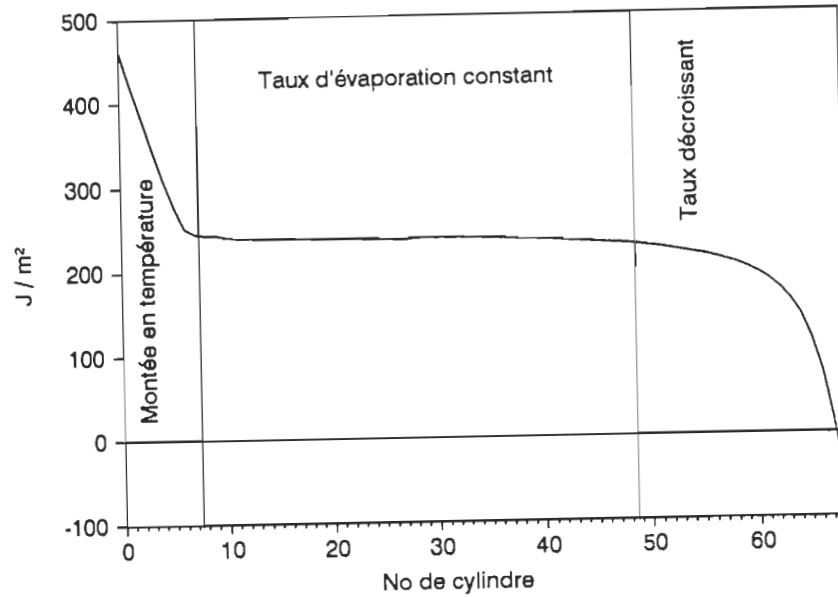


Figure 59 Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise de l'air au papier par convection (soit directement au papier, ou au travers du feutre) pour chaque cylindre en fonction du no du cylindre.

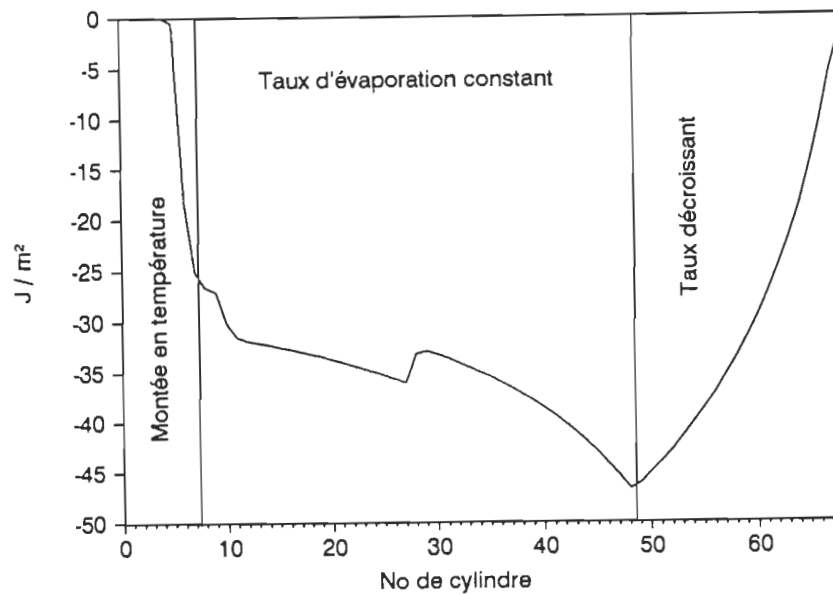


Figure 60 Chaleur totale moyenne (J/m^2) perdue par évaporation pour chaque contact de cylindre en fonction du no du cylindre.

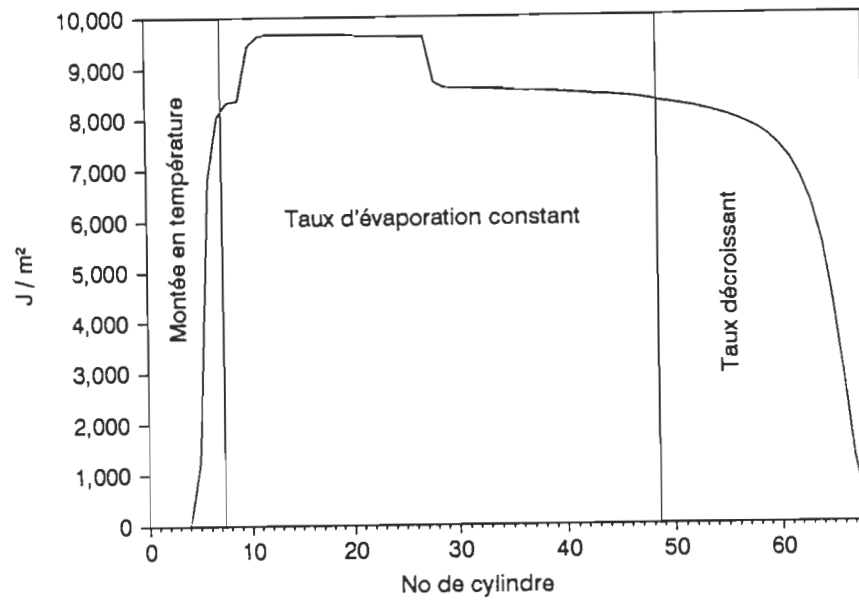


Figure 61 Chaleur totale moyenne (J/m^2) libérée par l'évaporation dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.

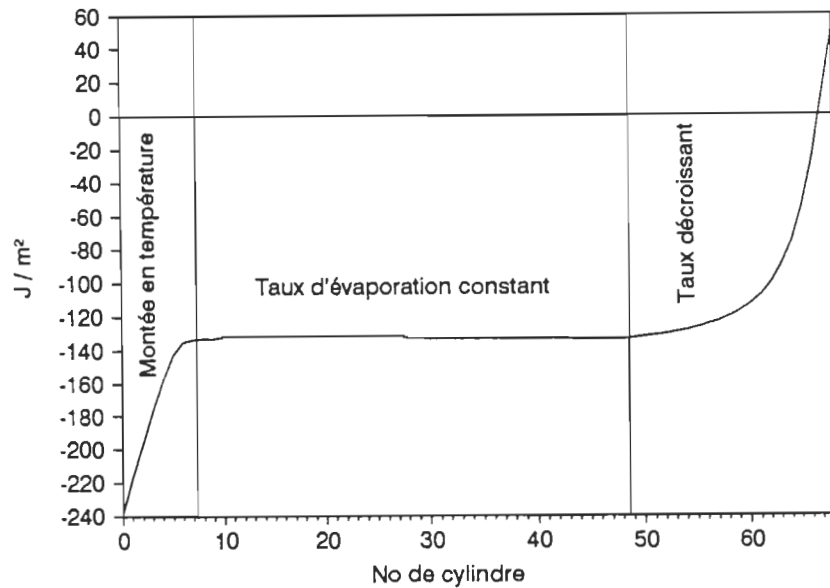


Figure 62 Chaleur totale moyenne (J/m^2) transmise du papier à l'air dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.

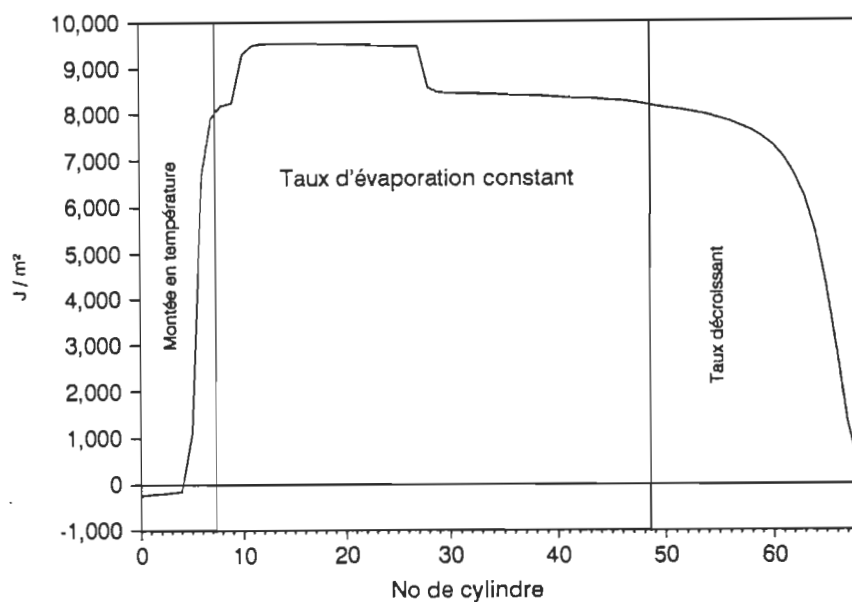


Figure 63 Total des pertes de chaleur moyenne (J/m^2) dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.

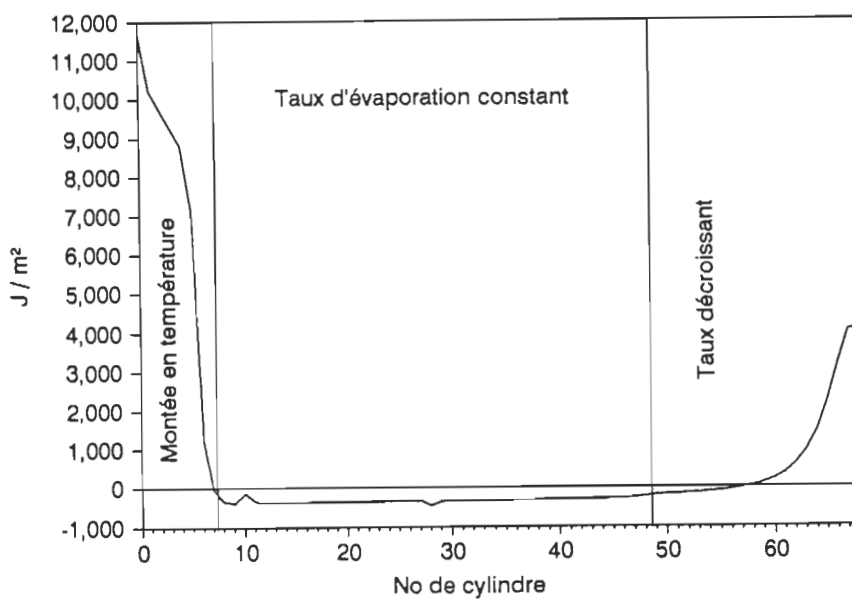


Figure 64 Chaleur totale moyenne nette (J/m^2) qui reste dans la feuille à la fin de chaque cycle (fin du parcours libre) en fonction du no du cylindre.

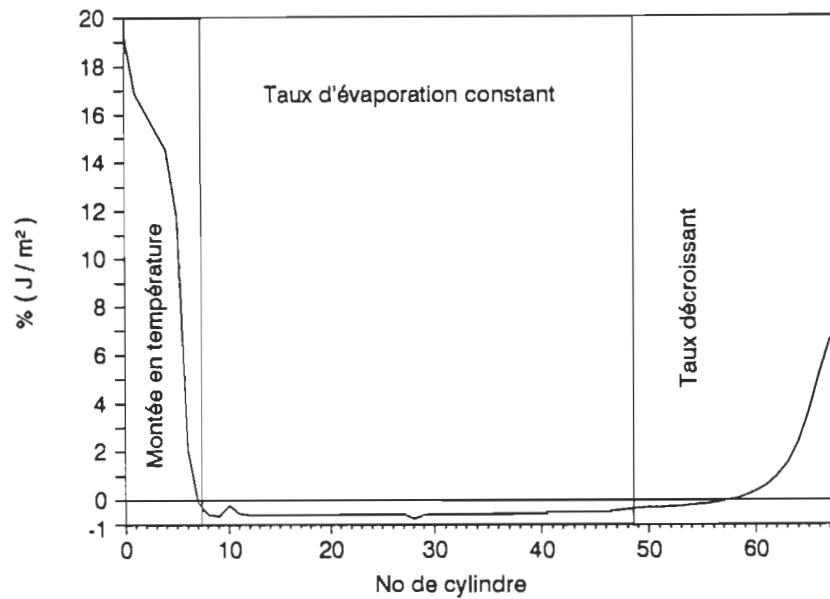


Figure 65 Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(J/m^2)$ qui reste dans la feuille par rapport à toute la sécherie en fonction du no du cylindre.

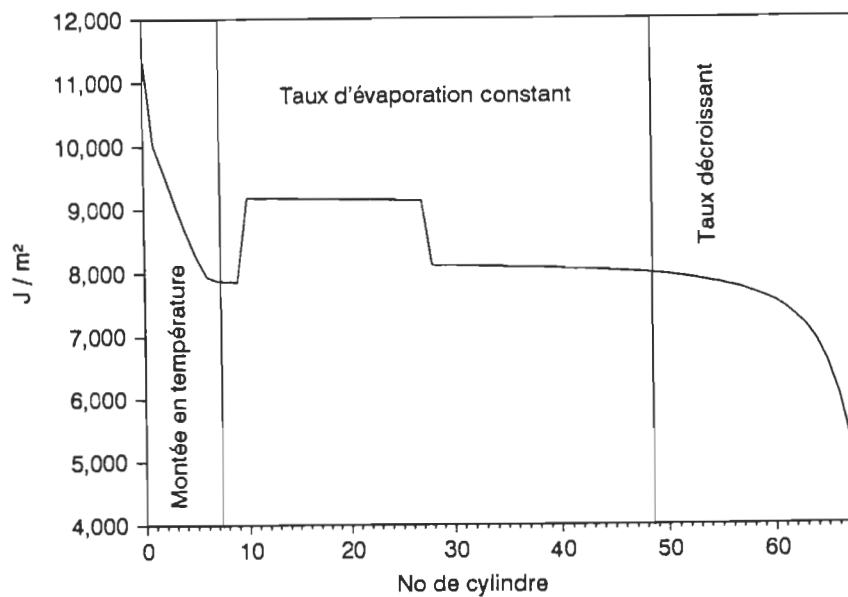


Figure 66 Chaleur totale moyenne nette transmise au papier (J/m^2) au contact du cylindre en fonction du no du cylindre.

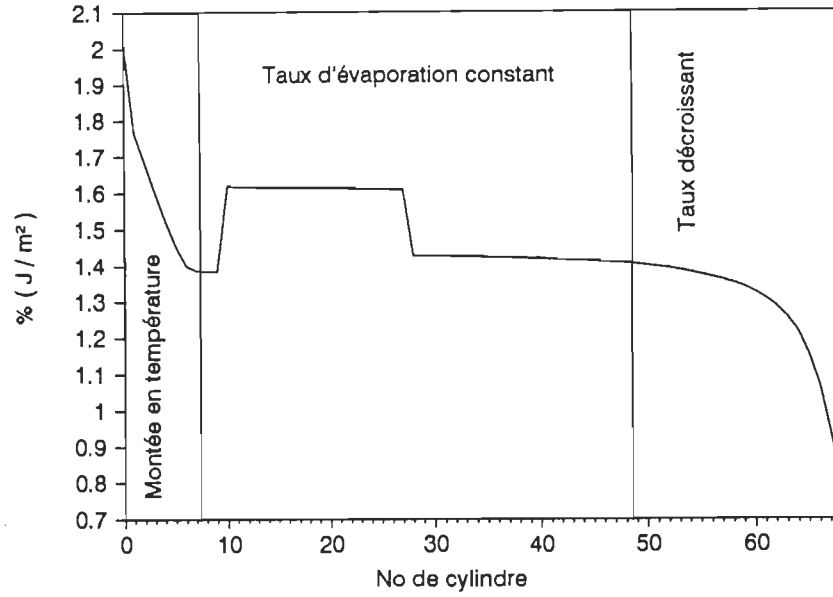


Figure 67 Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(J/m^2)$ transmise au papier au contact du cylindre en fonction du no du cylindre.

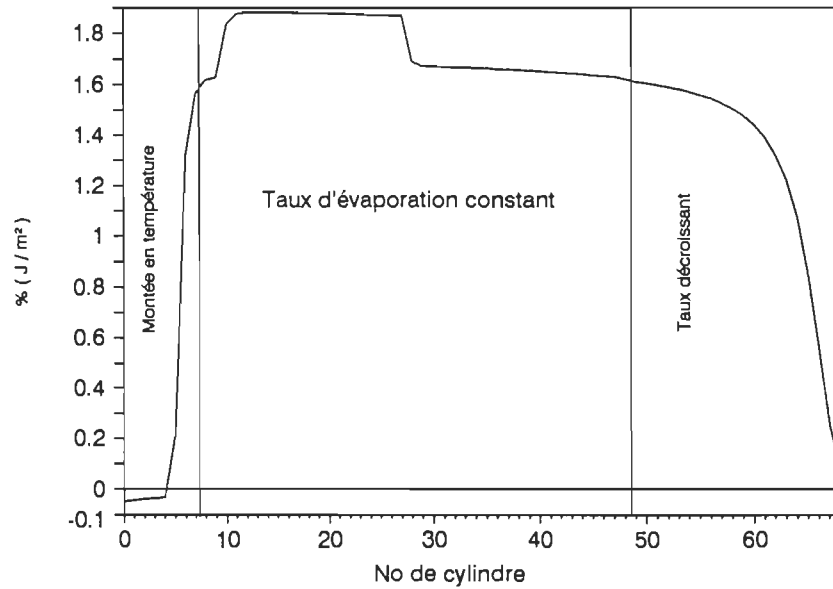


Figure 68 Chaleur totale moyenne nette en pourcentage $\%(J/m^2)$ perdue dans le parcours libre en fonction du no du cylindre.

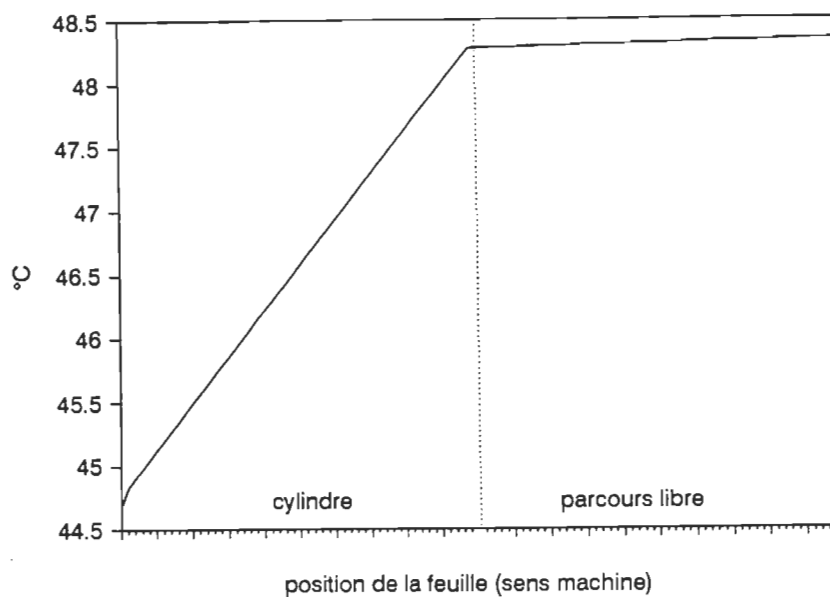


Figure 69 Température de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 5.

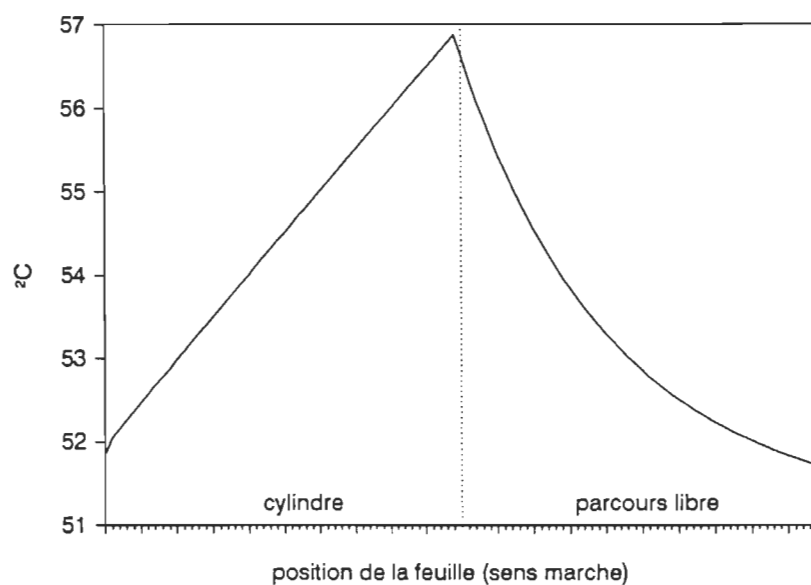


Figure 70 Température de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 30.

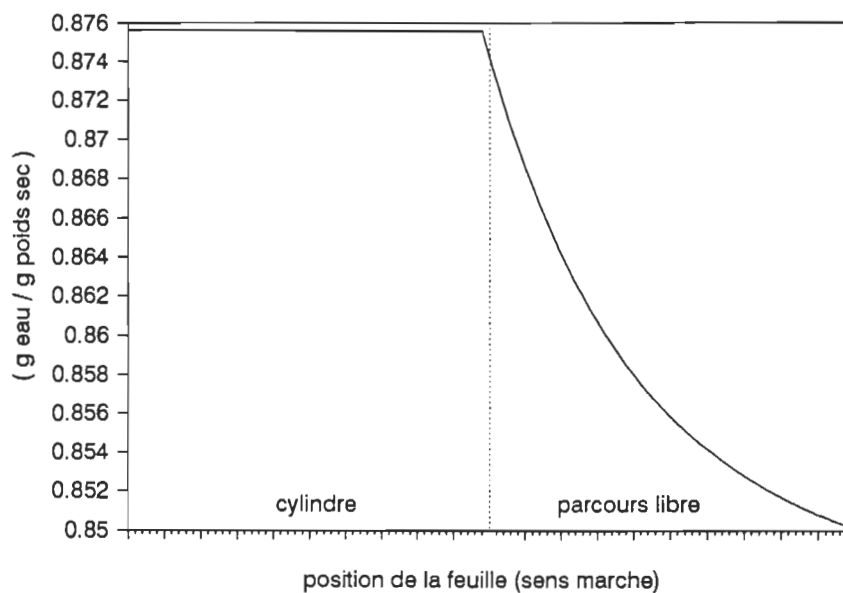


Figure 71 Humidité de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 30.

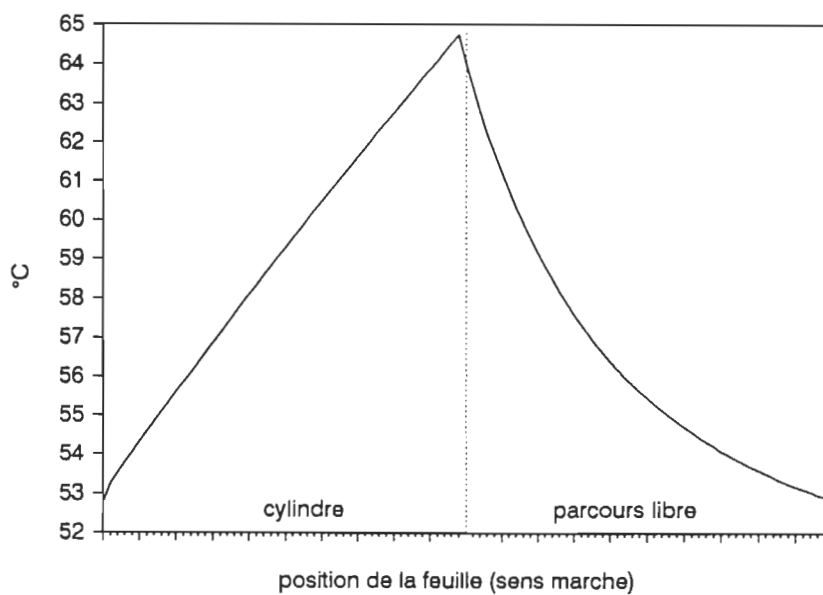


Figure 72 Température de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 60.

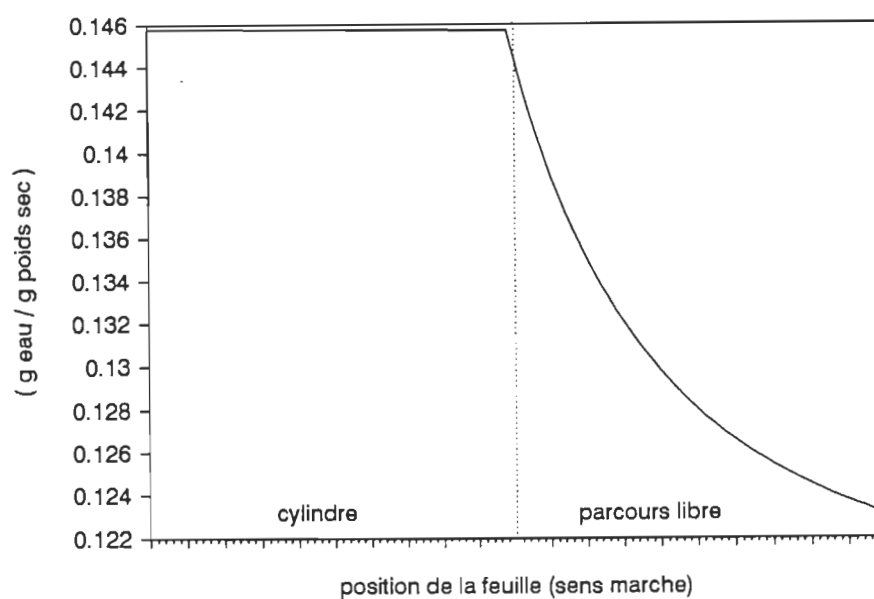


Figure 73 Humidité de la feuille le long du parcours correspondant à un cycle, pour le cylindre # 60.

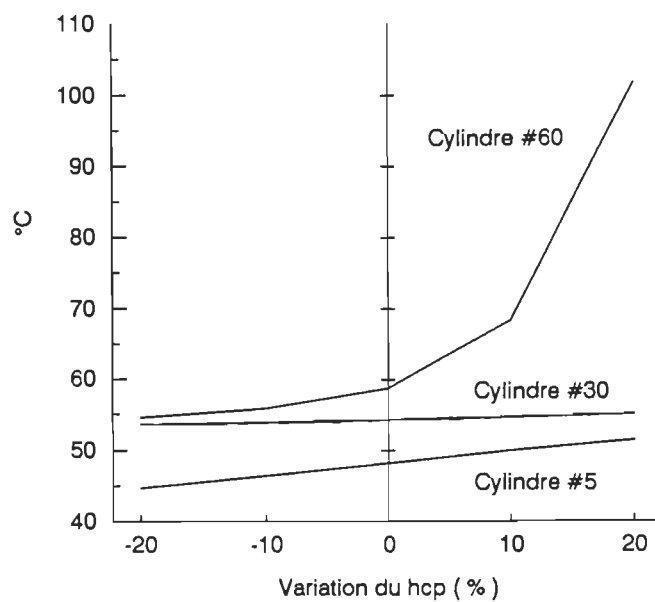


Figure 74 Analyse de sensibilité du coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier (h_{cp}) en relation avec la température moyenne de la feuille.

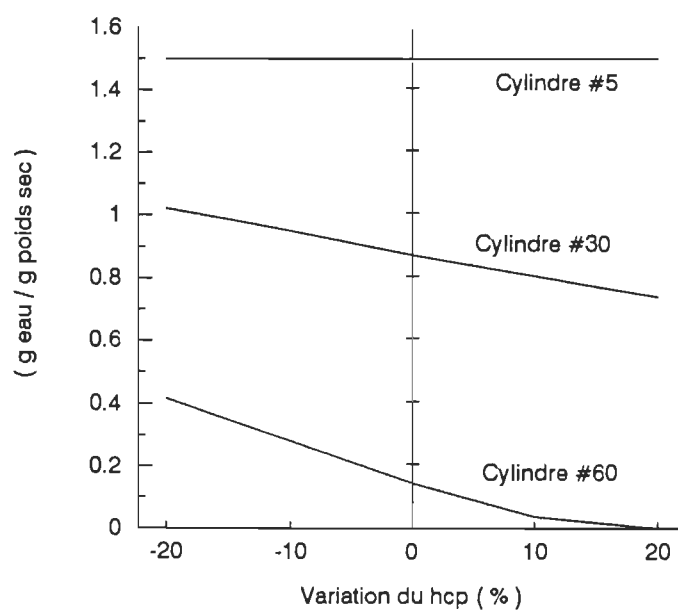


Figure 75 Analyse de sensibilité du coefficient de transfert de chaleur entre le cylindre et le papier h_{cp} en relation avec l'humidité de la feuille.

Tableau 1
Courbes standard TAPPI

Type de papier	B	M
Papier journal (référence)	-3,5	0,025
Papier journal (moyen)	-2,9385	0,0221
Papier journal (bon)	-4,2	0,03
Papiers fins (pre-size)	-4,2	0,03
Papiers fins (after-size)	-4,8	0,035
Papier ondulé (corrugating)	-2,674	0,0189
Boite (Boxboard felted)	-3,2169	0,021
Boite (Boxboard unfelted)	-2,2	0,015
Laminé (Linerboard)	-0,3289	0,015

Tableau 2
Relation entre la vitesse de la machine et la vapeur de balayage

vitesse de la machine	Blow-through = BT
< 1700 ppm	15 %
entre 1700 et 2000 ppm	20 %
entre 2000 et 2500 ppm	22 %
> 2500 ppm	25 %

Tableau 3
Intégrale de collision I_D en fonction de kT/ε_{12}

kT/ε_{12}	I_D	kT/ε_{12}	I_D	kT/ε_{12}	I_D
0,3	1,331	2,2	0,5203	8,0	0,3856
0,4	1,159	2,4	0,5061	9,0	0,3778
0,5	1,033	2,6	0,4939	10,0	0,3712
0,6	0,9383	2,8	0,4836		
0,7	0,8644	3,0	0,4745	20,0	0,3320
0,8	0,8058			30,0	0,3116
0,9	0,7585	3,2	0,4664	40,0	0,2980
1,0	0,7197	3,4	0,4593	50,0	0,2878
		3,6	0,4529	60,0	0,2798
1,1	0,6873	3,8	0,4471	70,0	0,2732
1,2	0,6601	4,0	0,4418	80,0	0,2676
1,3	0,6367			90,0	0,2628
1,4	0,6166	4,2	0,4379	100,0	0,2585
1,5	0,5991	4,4	0,4326		
1,6	0,5837	4,6	0,4284	200,0	0,2322
1,7	0,5701	4,8	0,4246		
1,8	0,5580	5,0	0,4211	300,0	0,2180
1,9	0,5471				
2,0	0,5373	6,0	0,4062	400,0	0,2085
		7,0	0,3948		

Tableau 4
Résultats des mesures en industrie

	V.A. "Vapor Absorption" 220°F	P.V. "Pocket Ventilation" 290°F
	-----	-----
Production (kg/hre)	9951	11318
Vitesse (m/min)	134	148
kg eau évaporées par heure	12680	14737
Humidité à l'entrée de la 1 ^{ière} hotte	59,1 %	60,0 %
Humidité à la sortie de la 1 ^{ière} hotte	7,0 %	7,9%
Consommation de vapeur, (kg/hre)	22068	22993
Consommation de gaz, (m ³ /hre)	105	262
Surface de séchage (m ²)	1150	1150
Taux d'évaporation système international (kg/hre m ²)	11,03	12,82
Taux d'évaporation système anglais (lb/hre pi ²)	2,259	2,626
kg de vapeur consommées par kg eau évaporée	1,74	1,56

BIBLIOGRAPHIE

- (1) CARL W. HALL, "THE EVOLUTION AND UTILIZATION OF MATHEMATICAL MODELS FOR DRYING", MATHEMATICAL MODELLING, 1987.
- (2) REESE RICHARD A., "REVISED TAPPI DRYING-RATE CURVES", TAPPI JOURNAL, 1988.
- (3) ABBOTT RICHARD D., EDWARDS LOUIS L., "LINERBOARD DRYING: MODEL DEVELOPMENT AND HEAT TRANSFER COEFFICIENT DETERMINATION", TAPPI (PROCESS TECHNOLOGY), 1985.
- (4) HAN S.T., "DRYING OF PAPER", TAPPI, 1970.
- (5) DRESHFIELD JR. ARTHUR C., HAN S. T., "THE DRYING OF PAPER", TAPPI, 1956.
- (6) LEHTIKOSKI O.I., "A MATHEMATICAL MODEL OF THE DRYER SECTION", PAPPER OCH TRA, 1970.
- (7) POWELL T., STRONG A. B., "ANALYSIS OF DRYING ON CONVENTIONAL PAPER MACHINES", PULP & PAPER MAG. CAN., 1975.
- (8) HARTLEY F. T., RICHARDS R. J., "HOT SURFACE DRYING OF PAPER: DEVELOPMENT OF A DIFFUSION MODEL", TAPPI, 1974.
- (9) SNOW R. H., "COMPUTER MODELING OF DRYING IN PAPERBOARD MACHINES", TAPPI ANNUAL MEETING PROC., 1980.
- (10) HINDS JEFFREY A., NEOGI A. N., "DYNAMIC COMPUTER SIMULATION OF A PAPER MACHINE DRYER (THE)", CONFERENCE LITERATURE, 1982.
- (11) LEMAITRE A., "PRESSING AND DRYING MATHEMATICAL MODELS FOR IDENTIFICATION, SIMULATION AND OPTIMIZATION OF PAPER MACHINES", PIRA INT. CONF. (BRIGHTON), 1986.
- (12) KNIGHT R. L. C., KIRK L. A., "SIMULATION OF PAPER MACHINE DRYING SECTION", BPBIF INTERN. WAT. REMOV. SYMP., 1975.
- (13) PERRY ROBERT H., GREEN DON W., MALONEY JAMES O., "PERRY'S CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK SIXTH EDITION", MCGRAW HILL, 1984.

LITTERATURE CONSULTÉE

- BAUMANN F., "LES INFRAROUGES COURTS EN PAPETERIE" ATIP, 1984.
- FULLER ROGER, "MICROWAVE, INFRARED, ULTRASONICS: A PRIMER ON EXOTIC DRYING METHODS", CANADIAN PULP AND PAPER IND., 1969.
- ROBLOT B., "L'INFRAROUGE ELECTRIQUE EN PAPETERIE", ATIP, 1984.
- CLIQUENOIS J.M., "LES RAYONNEMENTS INFRAROUGES EN PAPETERIE", ATIP, 1985.
- BJORNBERG THOMAS, "INCREASED QUALITY AND DRYING CAPACITY WITH A NEW INFRARED DRYING SYSTEM", SWEDISH PULP AND PAPER MISSION N. AM., 1985.
- MANFIELD W.H., "A REVIEW OF THE ECONOMICS OF WATER REMOVAL", PAPER TECHNOL IND., 1986.
- ANDERSSON N., HEDVALL P., SVENNEBRINK J., FAHRAEUS P., "ECONOMIC STUDY ON DRYING OF MEWSPRINT WITH MICROWAVE ENERGY", SVENSK PAPPERSTIDNING, 1970.
- PALMER PETER J., "DEVELOPMENTS IN INFRA-RED DRYING", PAPER, 1975.
- STOCKFORD D., IRVINE J., "INFRARED DRYING RAISES QUALITY", PAPER (LONDON), 1984.
- "MOISTURE/CALIPER PROFILE CONTROLS BOOST MILL'S PRODUCTION, QUALITY", PULP AND PAPER, 1986.
- "NOUVELLE COUCHEUSE PILOTE AU CENTRE <<RECHERCHE ET DEVELOPPEMENT>>", LA PAPETERIE, 1986.
- TUREL P., REGNAULT, VARD, VEYRE, "APPLICATIONS DU SECHAGE PAR IR ELECTRIQUE DANS DES PAPETERIES DE LA REGION SUD-EST DE LA FRANCE", ATIP, 1986.
- CAHNMAN HUGO N., "DRYING EFFICIENCY CAN BE BOOSTED WITH RADIANT ELECTRIC HEATERS", PAPER TRADE, 1977.
- COSTE G., CHARUEL R., "SECHAGE DU PAPIER PAR RAYONNEMENT INFRAROUGE COURT", ATIP, 1984.
- JANES R.L., "INFRARED DRYING ON A PILOT PLANT PAPER MACHINE" TAPPI, 1966.,

- FOSTER RALPH L. JR., "MOST DRYING PROBLEMS EASED IF NOT CURED BY INFRA-RED DRYING", PAPER TRADE, 1972.
- DUFFY GEOFFREY G., WALMSLEY MICHAEL M., SMITH THOMAS M., "THE DRYING OF PAPER WEBS USING A MEW INFRARED GENERATOR", APPITA, 1983.
- SCARLETT T.W., "INFRARED DRYING MAKES A COMEBACK", AMERICAN INK MAKER, 1976.
- SHARMA R., "USING INFRARED SELECTIVELY FOR IMPROVING PAPER QUALITY AND PRODUCTION", TAPPI (PRACTICAL ASPECTS OF PRESSING AND DRYING), 1986.
- "INFRARED CURING - A THIRD CHOICE", BOXBOARD CONTAINERS, 1977.
- FOSTER RALPH L. JR., "RADIANT ENERGY FOR DRYING PAPER WEBS", TAPPI, 1966.
- ROTH REINHOLD, "IMPROVE DRYING EFFICIENCY", PULP AND PAPER CANADA, 1975.
- HOLT S.G., KNAPP K.K., "A COMPARISON OF SOME ECONOMIC FACTORS IN PAPER AND COATING DRYING", TAPPI, 1964.
- CANFIELD D.M., "ADVANTAGES OF ELECTRIC INFRARED AS A DRYING SUPPLEMENT FOR WATER-BORNE COATINGS", TAPPI (PAPER SYNTHETICS CONFERENCE (ATLANTA)), 1982.
- KARA MIKKO, KAUTTO JORMA, "INFRARED DRYING IN THE MANUFACTURE OF PAPER AND CARDBOARD", PAPERI JA PUU, 1987.
- HIGHAM JOHN, "SELECTIVE INFRARED RADIATION IN MOISTURE PROFILE CONTROL: AN UPDATE", PIMA, 1984.
- CARLSON BAYARD L., "CURING HAND SHEETS BY FAR INFRARED RADIATION", TAPPI, 1961.
- STEPHANSEN ERIK W., "NEW HIGH-INTENSITY INFRARED RADIATION REDUCES BINDER MIGRATION ON COATING", TAPPI, 1986.
- STEPHANSEN ERIK W., "NEW APPLICATIONS OF HIGH-INTENSITY INFRARED (RADIATION) TO REDUCE BINDER MIGRATION ON COATING", TAPPI (COATING CONF (ATLANTA)), 1985.
- LAVIGNE DANIEL, "RADIANTS INFRAROUGE GAZ A HAUTE EFFICACITE "SOLARONICS R 1300."
- "HIGH EFFICIENCY GAS HEATED INFRARED BURNERS FOR INDUSTRY", KRIEGER.

- LAMBERT J.L., MULLER E., "GENERAL APPLICATIONS OF INFRA-RED HEATING IN PAPER CONVERTING", PAPER, 1973.
- MISERCOLA DOUG, "INFRARED HEATING AND ITS APPLICATIONS", PAPERBOARD PACKAGING, 1983.
- WILFINGER H., "LA NOUVELLE INSTALLATION PILOTE DE LA B.A.S.F POUR LE COUCHAGE DU PAPIER A GRANDE VITESSE", PAPIER CARTON CELLULOSE, 1971.
- OSTROW KENNETH P., "NEW SYSTEM SELECTIVELY DRIES OUT WET STREAKS ACROSS PAPER MACHINE", PULP AND PAPER, 1982.
- OSTROW KENNETH P., "IMPACT SYSTEM 4000 ADDS A NEW DIMENSION TO PAPER MACHINE MOISTURE PROFILE CONTROL", PAPER TRADE, 1982.
- DUCEY MICHAEL J., "MILL USES INFRARED RADIATION DRYING IN CD MOISTURE CONTROL", PULP AND PAPER, 1985.
- OSTROW KENNETH P., "INFRARED ENERGY IN MOISTURE PROFILE CONTROL", PIMA, 1983.
- WHITING FRANK, "SMALL MILL IMPROVES SHEET WITH INFRARED PROFILING", PIMA, 1985.
- HIGHAM JOHN, "USING INFRARED ENERGY TO CONTROL MOISTURE PROFILE", PAPER TRADE, 1984.
- BENYO CHRISTOPHER J., "HARRIMAN USES INFRARED DRYERS TO INCREASE TRIM", SOUTHERN PULP AND PAPER, 1983.
- HUTCHINSON G.H., "THE FUTUR OF PRINTING INKS", BPBIF CONF. (SLOUGH) COATING FOR THE 80'S, 1980.
- SHARMA RAJEEVA, "EFFECTIVE USE OF ELECTRIC INFRARED FOR MOISTURE CONTROL", TAPPI (ENG. CONF.(ATLANTA)), 1986.
- SHARMA RAJEEVA, "AUTOMATIC CONTROL OF CROSS-DIRECTION WARP USING INFRARED DRYERS", TAPPI (CORRUGATED CONTAINERS CONF.(ATLANTA)), 1984.
- BOUCHARD SYLVAIN, "ELECTRIC TECHNOLOGIES FOR PAPER DRYING", CPPA (ANN. MTG.(MONTREAL)), 1987.
- LEMAITRE A., "PAPER DRYING BY MEANS OF INFRARED AND RADIO-FREQUENCY HEATING: COMPARATIVE RESULTS", CONF. TECHNOL OF PULP AND PMKG, 1986.
- TSARENKO N.V., SHEVCHENKO K.M., "INFRA-RED RADIATORS FOR DRYING LATEX-COATED PAPER", BUMAZHNAYA PROMYSHLENNOST', 1972.

- BRUNO MICHAEL H., "PRINTING: WHERE HAVE WE BEEN, WHERE ARE WE GOING?", INLAND PRINTER, 1973.
- SANSOM TREVOR B., "FUELS AND THEIR APPLICATION TO THE DRYING OF PAPER", THE PAPER MAKER (LONDON), 1969.
- "GETTING IT DRY", BRITISH PRINTER, 1987.
- ROTH REINHOLD C., "THE SKELETON IN THE CLOSET: MOISTURE MEASUREMENT AND CONTROL DISCUSSED BY ROTH", PAPER AGE, 1985.
- HERMAN H. JR., "THE INVERFORM AND COATING-1969", PULP AND PAPER MAGAZINE OF CANADA, 1970.
- SHULMAN JOEL J., "INFRARED INK DRYING SYSTEMES OFFER CONVERTERS ADVANTAGES OF SOLID STATE INKS ON PRESENT EQUIPEMENT", PAPERBOARD PACKAGING, 1973.
- "SECHAGE PAR CONVECTION INTERNE, ANALYSE DES DIFFERENTES METHODES, CALCUL DES COEFFICIENTS D'EVAPORATION".
- MARSHALL HUGH G., "WHAT ARE THE CURRENT TRENDS IN DRYING OF PAPERBOARD?", PAPER TRADE, 1970.
- KIRK L.A., "EXOTIC METHODS OF PAPER DRYING", PAPER, 1975.
- RODDEN GRAEME, "IMPULSE DRYING AND HEAT RECOVERY HEAD THE LIST OF THE LATEST DEVELOPMENTS", PULP AND PAPER CANADA, 1987.
- BERGH N.O., THOMIN W.H., KOGLER W.L., KREFELD, "CONTROLLED BINDER MIGRATION", WOCHENBLATT PAPIERFABRIKATION, 1973.
- "SOLARONICS INFRARED DRYER SYSTEM", SOLARONICS.
- NENOW N., "SECHAGE DU PAPIER ET DU CARTON PAR L'AIR CHAUD -APPLICATIONS NOUVELLES-", ATIP, 1980.
- SHARMA RAJEEVA, "AUTOMATIC CONTROL OF CROSS-DIRECTION WARP USING INFRARED DRYERS", TAPPI, 1985.
- HIGHAM JOHN D., "BENEFITS OF IR MOISTURE PROFILING ON FINE PAPER MACHINES" TAPPI, 1987.,
- HIGHAM JOHN D., "BENEFITS OF IR MOISTURE PROFILING ON FINE PAPER MACHINES", TAPPI (PAPERMAKERS CONF.(ATLANTA), 1987.
- RADWAN M.N., NAYAR R., "APPLICATION OF HOT PRESSING ON DOMTAR PAPER MACHINES", INTERNATIONAL WATER REMOVAL SYMPOSIUM (VANCOUVER), 1982.
- "THE RESPONSE OF PAPER AND MOISTURE TO NEAR-INFRARED RADIATION", 1976.

- DAUNAI R., PYE I.T., BATTY R.C., "A COMPARISON OF STEAM AND - INFRARED HEATING FOR HOT PRESSING", CANADIAN PULP AND PAPER ASSOCIATION, 1984.
- SHEVCHENKO K.M., KOZLOVA M.M., "INFRARED DRYING OF LATEX PAPER COATINGS", BUMAZHNAYA PROMYSHLENNOST', 1973.
- ALEXANDER J.E., "FIGURE ON THE COST OF PAPER DRYING", PAPER TRADE, 1923.
- ARLEDTER H.F., HOLLER E., MENAPACE F., "NEW TYPE OF EXPERIMENTAL PAPER MACHINE", DAS OSTERREICHISCHE PAPIER, 1974.
- GAVELIN G., "BOARD MACHINE IN OPPBOGA (FEATURES) CHEAP AND EFFICIENT IR DRYING", NORDISK CELLULOZA, 1987.
- "UN SECHEUR INFRA-ROUGE EN PRODUCTION SUR UNE MACHINE OFFSET FEUILLES", L'IMPRIMERIE NOUVELLE, 1972.
- "LE POINT DU COUCHAGE", PAPIERS, CARTONS, COMPLEXES, 1970.
- THE JOHNSON CORPORATION, "OPTIMUM CONDUCTIVE HEAT TRANSFERT", PULP AND PAPER, 1985.
- MELAAEN B., "THE USE OF INFRARED RADIATION FOR DRYING OF PAPER AND BOARD", WOCHENBLATT PAPIERFABRIKATION, 1966.
- "RECEMMENT INDUSTRIALISE: LE SECHEUR A RAYONNEMENT A INFRAROUGE POUR MACHINES A FEUILLES", EMBALLAGES, 1972.
- GARRIGA SAPERAS R., "INFRARED HEAT IN THE DRYING OF PAPER PULP AND THE PREPARATION OF SPECIALTY GRADES", AITYPE CONGR. LATINOAM CELLULOZA Y PAPEL (TORREMOLINOS)1981.
- "COMBINAISON DES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT" ECOLE FRANCAISE DE PAPETERIE.
- WEINER JACK, "DRYING OF PAPER AND BOARD (SUPPLEMENT 2)", THE INSTITUTE OF PAPER CHEMISTRY, 1976.
- KORAN ZOLTAN, "PRINCIPES PHYSIQUES DU SECHAGE DU PAPIER", CRPP UQTR.
- "APPLICATION OF NATURAL GAS IN AIR DRYING SYSTEM (IN THE PULP AND PAPER INDUSTRY)", PULP AND PAPER, 1975.
- "L'INGENERIE DU SHECHAGE PAR ROSS", PATES ET PAPIERS ROSS.
- WEINER JACK, POLLOCK VERA, "DRYING OF PAPER AND BOARD (SUPPLEMENT 1)", THE INSTITUTE OF PAPER CHEMISTERY, 1970.

- WEINER JACK, BYRNE JERRY, "DRYING OF PAPER AND BOARD", THE INSTITUTE OF PAPER CHEMISTRY, 1961.
- MELAAEN BJORN, "USE OF INFRARED AND HIGH FREQUENCY RAYS FOR DRYING OF PULP AND PAPER", NORSK SKOGINDUSTRI, 1965.
- BONNELLY BENOIT, "LE SECHAGE DU PAPIER PAR RAYONNEMENT INFRAROUGE", UQTR, 1987.
- RATNANI KEBIR, "THE APPLICATION OF GAS INFRA-RED TECHNOLOGY IN PULP AND PAPER INDUSTRIES", TECHNICAL SECTION, CANADIAN PULP AND PAPER ASSOCIATION (73 IEM. CONGRES MTL.), 1987.
- BRECHT W., KORNER L., "COMPARARISON OF INFRARED AND CONTACT DRYING OF PAPER IN LABORATORY EXPERIMENTS", DAS PAPIER, 1951.
- "CONVENTIONAL PRESSING AND DRYING TECHNOLOGY INCREASES PRODUCTION BY 45%", TAPPI JOURNAL, 1987.
- ROTH REINHOLD C., "ELECTROMAGNETIC RADIATION FOR CD MOISTURE CONTROL", TAPPI JOURNAL, 1986.
- "TRANSFERT DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT", ECOLE FRANCAISE DE PAPETERIE, LE SECHAGE DU PAPIER (COMPTE RENDU No 3), 1969.
- NILSON HANS ERIK, "QUALITY AND CAPACITY IMPROVEMENTS WITH NEW INFRA-RED DRYING SYSTEM FOR MOISTURE PROFILE CONTROL", 1984.
- "CASQUES DE SECHAGE INFRA-AIR A GAZ POUR L'INDUSTRIE DU PAPIER", J. KRIEGER & SOHN KG.
- HIGHAM JOHN D., "NEW TECHNIQUES FOR CROSS DIRECTION MOISTURE CONTROL ON PAPER MACHINES USING INFRARED RADIATION", SPCI, 1984.
- "SECHAGE PAR RAYONNEMENT", ECOLE FRANCAISE DE PAPETERIE.
- RACE E., "MECHANISM OF PAPER DRYING ON STEAM-HEATED CYLINDERS", PAPER TRADE J., 1971.
- LEE P.F., HINDS J. A., WEYERHAEUSER Co., "OPTIMIZING DRYER PERFORMANCE. MODELING HEAT AND MASS TRANSFER WITHIN A MOIST SHEET OF PAPER BOARD", TAPPI, 1981.
- LEE P.F., HINDS J. A., "ANALYSIS OF HEAT AND MASS TRANSFER WITHIN A SHEET OF PAPERMAKING FIBERS DURING DRYING", HEMISPHERE PUBLICATION CORP. (livre), 1982.
- LEHTINEN J. A., "SOME STRUCTURAL EFFECTS ON THE DIFFUSIONAL AND FLUID-FLOW FRICTIONAL RESISTANCE OF PAPER WEBS UNDERGOING HOT-SERVICE DRYING", DRYING SYMPOSIUM 86, 1986.

- POUNDER J. R., AHRENS F. W., "MATHEMATICAL MODEL OF THE DRYER SECTION", DRYING TECHNOLOGY, 1987.
- VIDEAU J. L., LEMAITRE A., "IMPROVED MODEL OF A PAPER MACHINE MULTICYLINDER DRYING SECTION", DRYING'82, 1982.
- KARLSSON M., "RESULTS FROM ON-LINE INVESTIGATIONS OF PAPER CONTACT DRYING PROCESS", DRYING'80, 1980.
- LEMAITRE A., VEYRE J., LEBEAU B., FOULARD C., "CASE STUDY: METHOD FOR SYSTEMATIC ANALYSIS OF PAPER MACHINE MULTICYLINDER DRYING SECITON", IFAC INSTRN. & AUTOM. CONF., 1980.
- APPEL D. W., HONG S. H., "CONDENSATE DISTRIBUTION AND ITS EFFECTS ON HEAT TRANSFER IN STEAM-HEATED DRYERS", PULP & PAPER MAGAZINE OF CANADA, 1969.
- HAN S. T., ULMANEN TAPIO, "HEAT TRANSFER IN HOT-SURFACE DRYING OF PAPER", TAPPI, 1958.
- HAN S. T., MATTERS J. F., "VAPOR TRANSPORT IN FIBER MATS DURING DRYING", TAPPI, 1966.
- WALKER PETER J., "KNOWING HOW TO OPTIMIZE THE DRYER SECTION IS KEY TO TOP PERFORMANCE", PLUP & PAPER, 1978.
- ABBOTT RICHARD D., EDWARDS LOUIS L., BOYLE THOMAS J., "ECONOMIC BENEFITS FROM PAPER MACHINE SIMULATION", APPITA, 1983.
- SUNDBERG TORE, OSTERBERG LARS, "THERMAL RESISTANCE BETWEEN DRYING CYLINDER AND PAPER", SVENSK PAPERSTIDNING ARG., 1966.
- DUCEY MICHAEL J., "GAS-FIRED, CD INFRARED DRYER BOOSTS FINE PAPER QUALITY", PULP & PAPER, 1985.
- "CLASSIFICATION ET CARACTERISATION DES TECHNIQUES DE SECHAGE A PARTIR DU MODE DE TRANSFERT DE L'ENERGIE DUALITE DES TRANSFER", ECOLE FRANCAISE DE PAPETERIE.
- BRAUNS O., JANSSON A. L., "HEAT TRANSMISSION IN DRYING OF PAPER ON A YANKEE CYLINDER", SVENSK PAPPERSTIDNING, 1957.
- ROUNDS WILLIAM P., "ENERGY CONSIDERATIONS IN PAPER MACHINE HEAD AND AIR SYSTEMS DESIGN", TAPPI ENGINEERING CONFERENCE, (BOOK I), 1977.
- ELY DONALD A., "ENERGY CONSIDERATIONS IN PAPER MACHINE DESIGN", TAPPI ENGINEERING CONFERENCE PREPRINT (BOOK II), 1976.
- WIEDENBECK R. D., "STEAM HEATED DRYERS", TAPPI SEMINAR NOTES (1987 PRACTICAL ASPECT OF PRESSINT AND DRYING), 1987.

- SIEGEL R., SPARROW E. M., HALLMAN T. M., "STEADY LAMINAR HEAT TRANSFER IN A CIRCULAR TUBE WITH PRESCRIBED WALL HEAT FLUX", APPL. SCI. RES., 1958.
- BRUIN S., "CALCULATION OF TEMPERATURE AND MOISTURE DISTRIBUTIONS DURING CONTACT DRYING OF A SHEET OF MOIST MATERIAL", INT. J. HEAT MASS TRANSFER, 1968.
- POUNDER J. R., AHRENS F. W., "A MATHEMATICAL MODEL OF HIGH INTENSITY PAPER DRYING", DRYING TECHNOLOGY, 1987.
- RADWAN M. N., NAYAR R., "HOT PRESSING USING INFRARED HEATER ON A COMMERCIAL LINERBOARD MACHINE", PULP & PAPER CANADA, 1988.
- SUNDBERG TORE, ANDERSSON NILS, KLAS LOFGREN, OSTERBERG LARS, "HEAT TRANSFER IN MG DRYING", SVENSK PAPERSTIDNING, 1968.
- HAGEN KENNETH G., "USING INFRARED RADIATION TO DRY COATINGS", TAPPI JOURNAL, 1989.
- KISAKUREK BILGIN, "MATHEMATICAL MODELS FOR THE DRYING OF POROUS MATERIALS".
- RICHARDSON CHARLES A., "DRYING APPLICATIONS", TAPPI, 1977.
- SAYEGH N. N., PIKULIK I. I., SIMONSEN H. I., "SURVEY OF CANADIAN NEWSPRINT DRYERS SECTIONS: PART II- ENERGY CONSUMPTION AND DRYING RATE", PULP & PAPER CANADA, 1988.
- SAYEGH N. N., PIKULIK I. I., SIMONSEN H. I., "SURVEY OF CANADIAN NEWSPRINT DRYERS", 73rd ANNUAL MEETING, 1987.
- DYCK A. W. J., "FOCUS ON PAPER DRYING", AMERICAR PAPER INDUSTRY, 1969.
- HIGHAM JOHN, STOCKFORD DAVID, "LOCATING INFRARED EQUIPMENT FOR MOISTURE PROFILING", SYMPOSIUM ON CONTROL SYSTEM IN THE PULP & PAPER IND., 1986.
- DUCEY J. MICHAEL, "GAS-FIRED, CD INFRARED DRYER BOOSTS FINE PAPER QUALITY", PULP & PAPER, 1985.
- BROWN G. P., READING C. A., REISER A., "THE ABSORPTION OF RADIANT HEAT IN PAPER AND PRINTING INK".
- SWIFT G., DARWEN GREENBANK, "A REVIEW OF DRYING TECHNIQUES FOR CONVERTING INDUSTRY", CONVERTEX 86 CONFERENCE AND EXHIBITION, 1986.
- DAANE ROBERT A., "A PROJECTED NEW NETHOD OF DRYING BY GAS", TAPPI, 1970.

- CAHNMAN HUGO N., SADLER WILLIAM, "HAVE YOU EXAMINED THE BENEFITS OF INFRARED DRYING LATELY", PAPER, FILM & FOIL CONVERTER, 1970.
- PONTON AV SVEN, "COMPARED TWO WOOLEN FELTED", 1959.
- RHODIUS D., GOTTSCHING L., "SECHAGE DANS LA SECHERIE A PLUSIEURS CYLINDRES", 1979.
- JANSON AV L, NORDGREN B., "SURVEY OF THE DRYING PROCESS IN A MULTICYLINDER-SECTION", SVENSK PAPPERSTIDNING, 1958.
- PONTON AV SVEN, "DRYING OF PAPER ON FELT COVERED CYLINDERS", SVENSK PAPPERSTIDNING, 1959.
- TAKEDA GOICHI, YAKABE MASASHIRO, "ANALYSIS OF DRYING MECHANISM ON PAPER MACHINE 1st REPORT. FORMULATION AND DETERMINATION OF EACH FACTOR OF WET SHEET DRYING", JAPAN TAPPI, 1974.
- TSDAKA A., "A RESISTOR MATRIX SIMULATING A DYNAMIC INFRARED TARGET", INFRARED PHYSICS, 1983.
- TIWARI S. N., GUPTA S. K., "ACCURATE SPECTRAL MODELING FOR INFRARED RADIATION", JOURNAL OF HEAT TRANSFER, 1978.
- GULIC MILOS, "LIGHT MODEL METHOD FOR SIMULATION OF THE RADIANT HEAT FLUX DISTRIBUTION IN THE COMBUSTION CHAMBER", SIXTH INT. HEAT TRANSFER CONFERENCE (PART II), 1978.
- JANES M., "THE GAUSS-LAGUERRE APPROXIMATION METHOD FOR THE EVALUATION OF INTEGRALS IN THERMAL RADIATION THEORY", INFRARED PHYSICS, 1984.
- GERSHENZON V. E., NOVAK B. L., RAIZER V. YU., ETKIN V. S., "THERMAL RADIATION OF A STATISTICALLY UNEVEN SURFACE QUASISTATIC APPROXIMATION", PLENUM PUBLISHING CORPORATION, 1983.
- COGLIANDRO SANTO, CASTELLI PAOLA, "PLUME INFRARED SIGNATURE MEASUREMENTS AND COMPARISON WITH A THEORETICAL MODEL", SPIE VOL.685 INFRARED TECHNOLOGY XII, 1986.
- CONSTANTINE SANDU, "INFRARED RADIATIVE DRYING IN FOOD ENGINEERING : A PROCESS ANALYSIS", BIO TECHNOLOGY PROGRESS, 1986.
- WATSON G. H., LEE A. L., "THERMAL RADIATION MODEL FOR SOLID ROCKET BOOSTER PLUMES", J. SPACECRAFT, 1977.
- GUPTA PRADUP K., HARRISON ROBERT G., "RATE EQUATION MODEL FOR MID IR OPML HAVING COMMON PUMP AND UPPER LASING LEVEL, APPLICATION TO 12.8 μ m EMISSION FROM NH₃", IEEE JOURNAL OF QUANTUM ELECTRONICS, 1981.

- CAPS R., TRUNZER A., BUTTNER D., FRICKE J. , REISS H., "SPECTRAL TRANSMISSION AND REFLECTION PROPERTIES OF HIGH TEMPERATURE INSULATION MATERIALS", INT. J. HEAT TRANSFER, 1984.
- BARTELL F. O., WOLFE W. L., "CAVITY RADIATION THEORY", INFRARED PHYSICS, 1976.
- KIVEL B., "STATISTICAL MODEL FOR ABSORPTION OF INTENSE INFRARED RADIATION BY POLYATOMIC MOLECULES", INFRARED PHYSICS, 1976.
- AHRENS F. W., "REVIEW OF IPC (INSTITUTE OF PAPER CHEMISTRY) RESEARCH ON HIGH-INTENSITY AND THERMAL/VACUUM DRYING", PAPER TRADE JOURNAL, 1981.
- LEMAITRE A. J. E., PERRON M., CHARUEL R., "MODELISATION ET SIMULATION DU SECHAGE DU PAPIER SUR CYLINDRES POUR LA CONCEPTION DE SECHERIES A HAUTES PERFORMANCES", EUCEPA CONF. (VIENNE), 1977.
- POUNDER J. R., AHRENS F. W., "MATHEMATICAL MODEL OF INTENSITY PAPER DRYING", DRYING TECHNOLOGY, 1987.
- CHANCE J. LARRY, "NEW PAPER DRYING DEVICES, MORE TONNAGE FOR FEWER DOLLARS", PIMA MAG., 1981.
- WIEDENBECK R. D., "STEAM HEATED DRYERS", TAPPI PRACT. ASPECTS PRESSING DRYING SEM. (GENEVA) NOTES, 1987.
- LEWYTA J., DECROSTA E. F., "EFFECT OF DRYER FABRIC CHARACTERISTICS ON PAPER DRYING: A LABORATORY STUDY", TAPPI, 1980.
- PELLETER C., "LA SECHERIE VUE COTE HABILLAGE", LA PAPETERIE, 1988.
- TIGGI J., "FELTING OF MACHINE DRYERS IMPROVES EVAPORATION AND SURFACE FINISH", PULP AND PAPER, 1989.
- SCHLIPF ENGELBERT, "EXPLORING THE DRYING EFFECTS OF SINGLE FELTING", PULP AND PAPER CAN., 1980.
- ROSENFELD P., "UTILISATION DE LA CONVECTION AIR CHAUD EN COMBINAISON AVEC LE RAYONNEMENT INFRAROUGE GAZ", ATIP CONGR. (GRENOBLE), 1987.
- LEMAITRE A., "LE SECHAGE PAR RAYONNEMENT POUR AUGMENTER LA PRODUCTION DES MACHINES", LA PAPETERIE.
- SAUVAGEOT JEAN-PIERRE, "KAYSERSGERG: TRES CHAUDE POUR LES INFRAROUGES "TIEDES"", LA PAPETERIE, 1988.

- COUMANS W. J., "A SIMPLE CALCULATION MODEL FOR RADIANT HEAT TRANSFER IN A PAPER DRYER", CHEMICAL ENGINEERING AND PROCESSING, 1987.
- "PAPER MACHINE DRYING RATE (NEWSPRINT)", TAPPI TIS (TECHNICAL INFORMATION SHEETS), 1986.
- "PAPER MACHINE DRYING RATE (LINERBOARD)", TAPPI TIS (TECHNICAL INFORMATION SHEETS), 1986.
- ASHWORTH T. N., "AN INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF FABRIC STRUCTURE ON THE DRYING RATE OF PAPER", PROC. TAPPSA CONF. (JOHANNESBURG), 1983.
- LINDEBORG C., "METHOD FOR ANALYSIS OF CROSS-DIRECTION DRYING PERFORMANCE IN A PAPER MACHINE", TAPPI JOURNAL, 1982.
- HARTLEY F. T., "SIMULATION OF TRANSVERSE HEAT AND MOISTURE DISTRIBUTION OCCURING DURING CONVENTIONAL MACHINE DRYING", CPPA TRANS TECH SECT., 1975.
- PULKOWSKI J. M., WEDEL G. L., "THE EFFECT OF SPOILER BARS ON DRYER HEAT TRANSFER", PULP AND PAPER CANADA, 1988.
- TARNAWSKI W. Z., KLEPACZKA A., "METHOD OF PAPER-MACHINE DRYING SURFACE ESTIMATION", PROC. INT. DRYING SYMP. (BIRMINGHAM), 1982.
- KARLSONN M., SEININEN M., "INFLUENCE OF HYGROSCOPIC PROPERTIES OF PAPER ON TRANSIENT PHENOMENA DURING CONTACT DRYING OF PAPER WEBS", PROC. INT. DRYING SYMP. (BIRMINGHAM), 1982.
- AULA J., "IMPROVEMENT OF PAPER MACHINE EFFICIENCY", SYMPOSIUM OF FOREST PRODUCTS RESEARCH INT., 1985.
- SWIFT G., "REVIEW OF AVAILABLE NONCYLINDER WEB DRYING TECHNIQUES", PIRA INT. CONF. (BRIGHTON), 1986.
- SOININEN M., "FUNDAMENTALS OF WEB DRYING", PIRA INT. CONF. (BRIGHTON), 1986.
- HILL K. C., "EFFECTS OF STEAM-AND AIR-SIDE VARIABLES ON PAPER DRYING", TAPPI PAPERMAKERS CONF., 1983.
- LEWYTA J., DECROSTA E. F., "LABORATORY STUDY OF DRYER FABRIC CHARACTERISTICS ON PAPER DRYING", TAPPI ENG. CONF. (NEW ORLEANS), 1979.
- LEHTINEN JUKKA A., "SOME STRUCTURAL EFFECTS ON DIFFUSIONAL AND FLUID-FLOW FRICTIONAL RESISTANCE OF PAPER WEBS UNDERGOING HOT-SERVICE DRYING", DRYING'86 Vol I, 1986.

- POUNDER J. R., AHRENS F. W., "MATHEMATICAL MODEL OF HIGH INTENSITY PAPER DRYING", DRYING'86, 1986.
- LEWIS R. W., SZE W. K., ROBERTS P. M., "A FINITE ELEMENT INVESTIGATION INTO HEAT AND MASS TRANSFER IN POROUS MATERIALS WITH PARTICULAR REFERENCE TO GROUND FREEZING", DRYING'86 Vol I, 1986.
- ATTWOOD B. W., "THE TECHNOLOGICAL FUTURE", PIRA INTERNATIONAL CONFERENCE, 1986.
- GROVES F. R. Jr, WU T. H., "DYNAMIC MATHEMATICLA MODEL OF A ROTARY DRYER: METHOD OF CHARACTERISTICS", CHEM. ENG. COMMUN., 1986.
- FUTCHER R. J., "DRYER FELTING ARRANGMENT", U.S. PAT. 4,677,762, 1987.
- SCHLIPF ENGELBERT, "DRYING CONDITIONS WITH SINGLE FELTING IN THE CYLINDER DRYER SECTION", CPPA ANN. MTG. (MONTREAL), 1979.
- MARSHALL H. G., "OPTIMIZING NEWSPRINT DRYING", PULP PAPER MAG. CAN., 1972.
- MEINECKE A., HUU CHAU, LOSER H., "NEW CONCEPTS CONCERNING PAPER DRYING WITH DRYING CYLINDERS", 1988.
- POUNDER J. R., "A MATHEMATICAL MODEL OF HIGH INTENSITY PAPER DRYING" PhD THESIS OF THE INTITUTE OF PAPER CHEMISTRY, 1986.